№ 11 Warszawa, 25 listopada 1938 r. Rok XVI

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

RUDOLF OREL, inż.

PALNIKI GAZOWE DLA PALENISK PRZEMYSŁOWYCH.

W następującym przedstawiona jest systematyka i krytyka palników gazowych z punktu widzenia kierownika ruchu. Systematyka i krytyka ta — jak wszystkie inne z tej dziedziny — nie jest doskonała. Ułatwia jednak wyznaczenie typu palnika gazowego, najbardziej odpowiedniego dla danych warunków i wymagań.

Cechy spalania i paleniska, które można zmieniać przez konstrukcję palnika i sposób prowadzenia ruchu, dają się zebrać następująco:

1) Maksymalna temperatura płomienia i układ temperatur w komorze,

2) Świecący lub odbarwiony płomień.

3) Krótki ostry, lub długi miękki płomień,

4) Utleniający, neutralny, lub redukujący płomień, wzgl. t. zw. atmosfera w komorze.

5) Granice obciążalności palnika,

a) ze względu na bezpieczeństwo ruchu,

b) ze względu na przebieg spalania.

6) Nastawialność wzgl. stałość stosunku powietrze — gaz w zakresie osiągalnej obciążalności.

7) Zależność stosunku gaz — powietrze od ciśnienia gazu i od ciśnienia w komorze.

8) Temperatury graniczne podgrzania powietrza i gazu.

Zależnie od rodzaju zachodzących za palnikiem przebiegów, niektóre z wymienionych cech wymagane będą dla prowadzenia ruchu bezwarunkowo, inne będą w pewnym kierunku pożądane, lecz nie będą decydowały o wynikach pracy palnika, inne znów będą dla prowadzenia ruchu bez znaczenia.

O wymienionych cechach spalania można w krótkich słowach powiedzieć co następuje:

ad 1) 2) 3) 4).

Przyjmując całkowite i zupełne spalenie, temperatura końcowa komory spalinowej jest dla danego gazu niezależną od palnika, a daną przez:

a) temperaturę gazu i powietrza przed palnikiem,

b) nadmiar powietrza,

c) ilość ciepła odpromieniowanego podczas spalania.

Przez odpowiedni dobór tych trzech wielkości w konstrukcji i sposobie prowadzenia ruchu paleniska, zmieniać można dowolnie temperaturę spalin u wylotu komory.

Układ temperatur w samym płomieniu wzgl. w komorze, powstające najwyższe temperatury oraz objętość i długość płomienia zależne są od szeregu czynników — między innymi także częściowo od palnika.

Jeżeli mieszanka, wypływająca z palnika jest jednolita i zawiera całkowitą ilość powietrza, potrzebnego do spalania, płomień będzie zupełnie odbarwiony, będzie posiadał najwyższą temperaturę i najmniejszą długość, jaką osiągnąć można w danych warunkach (temperatura powietrza i gazu przed palnikiem, warunki odpromieniowania w komorze i t. d.). Układ temperatur w komorze będzie w tym wypadku dość nierównomierny, przy czym nierównomierność ta zależną będzie od termicznego obciążenia komory i od sposobu umieszczenia powierzchni, odbierających ciepło. Natomiat atmosfera w komorze t. zn. skład chemiczny jej zawartości będzie bardziej wyrównana (przyjmując oczywiście szczelną komorę).

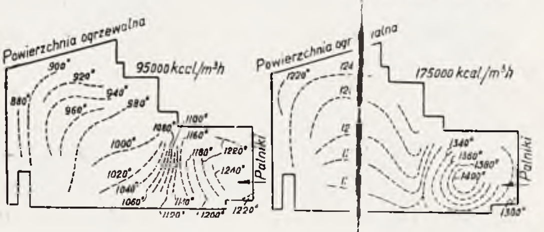
W miarę, jak wypływająca z palnika mieszanka będzie uboższą w powietrze, lub mniej jednolitą, dokończenie wymieszania wzgl. doprowadzenie brakującej do zupełnego spalania ilości powietrza przenosi się z palnika do komory spalinowej. Płomień staje się przez to coraz dłuższy, coraz bardziej świecący i obniża równocześnie swoją średnią temperaturę. Układ temperatur w komorze staje się przy tym bardziej równomierny, atmosfera natomiast bardziej nierównomierna.

W obydwu wypadkach zmniejszają się znacznie różnice temperatur ze wzrastającym obciążeniem termicznym komory, nie zanikając jednak zupełnie.

Rys. 1 i 2 wskazują na przykładzie komory spalinowej kotła parowego układ zewnętrznych temperatur ścian komory a mian. rys. 1 przy niskim, a rys. 2 przy wysokim obciążeniu termicznym komory. Palenisko pracowało w obydwu wypadkach wyłącznie po-

wietrzem pierwotnym przy daleko idącym wymieszaniu obu czynników w palniku.

W praktyce uzyskuje się pewną, niezbyt dużą regulację długości i temperatury płomienia-abstrahując od zmian nadmiaru powietrza-zasadniczo w dwojaki sposób: przy palnikach z doprowadzeniem powietrza i gazu pod ciśnieniem doprowadza się do palnika całkowitą ilość powietrza i gazu i reguluje się stopień wymieszania obu mediów w obrębie palnika, np. przez przesuwanie rury „x" na



Rys. 1 i 2. Przebieg temperatur ścian komory w zależności od jej termicznego obciążenia.

rys. 7. Uzyskuje się przez to częściowe przeniesienie procesu wymieszania do komory a tym samym — zależnie od położenia rury-krótszy lub dłuższy t. zn. gorętszy lub chłodniejszy płomień.

Przy palnikach z zasysaniem powietrza za pomocą strumienia wypływającego gazu (palniki inżektorowe) uzyskuje się przedłużenie a tym samym ochłodzenie płomienia w ten sposób, że dławi się zasysaną przez inżektor ilość powietrza pierwotnego i zwiększa się odpowiednio ilość doprowadzonego powietrza wtórnego. Sposób ten wymaga oczywiście odpowiedniego podciśnienia w komorze spalinowej. Kombinacje tych dwóch sposobów możliwe są również w odniesieniu do innych typów palników.

Pewną regulację stopnia jednolitości atmosfery w komorze spalinowej uzyskać można przy palnikach pracujących głównie powietrzem wtórnym w ten sposób, że doprowadza się powietrze wtórne wieloma strugami do płomienia wzdłuż jego drogi, a to w miarę wypalania się gazu. W ten sposób uzyskuje się ponadto bardziej równomierny układ temperatur w płomieniu i w komorze.

ad 5) G r a n i c e o b c i ą ż a l n o ś c i p a l n i k a.

a) ze względu na bezpieczeństwo ruchu,
b) ze względu na przebieg spalania.

Maksymalne obciążenie palnika ograniczone jest przez ciśnienie gazu i powietrza, ciśnienie w komorze, wielkość otworów wypływu oraz przez szybkość zapłonu mieszaniny.

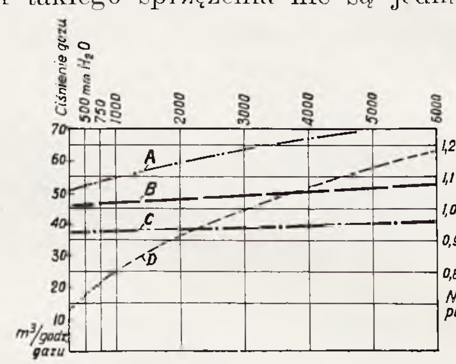
W paleniskach o kilku palnikach ma wpływ na osiągalne obciążenie liczba i sposób umieszczenia tych palników. Obciążalność palników ograniczoną jest w końcu jeszcze przez dopuszczalne termiczne obciążenie komory spalinowej, bądź ze względu na zupełnie spalanie, bądź też ze względu na wytrzymałość ścian komory.

Najmniejsze dopuszczalne obciążenie palników ograniczone jest, jeżeli nie wchodzą w rachubę względy zapewnienia zapłonu, zazwyczaj przez niebezpieczeństwo cofnięcia się płomienia.

Poszczególne typy palników różnią się pod tym względem znacznie, o czym będzie jeszcze mowa. Znajomość dopuszczalnego minimalnego obciążenia palnika jest w każdym wypadku bezwarunkowo wymagana.

ad. 6) N a s t a w i a l n o ś ć w z g l. s t a ł o ś ć s t o s u n k u p o w i e t r z e-g a z.

Sposoby, jakimi uskutecznia się przy poszczególnych typach palników nastawienie wymaganego stosunku powietrza do gazu różnią się znacznie. To nastawienie potrzebnej ilości ciepła dla żądanej atmosfery komory wymaga zasadniczo dwóch czynności regulujących. Czynności te mogą być niezależne od siebie lub też - w pewnym zakresie - ze sobą sprzężone; np. nastawia się palnik na żądany nadmiar powietrza dla pewnego zakresu obciążenia i reguluje się następnie tylko ilość gazu. Sposoby takiego sprzężenia czynności regulujących mogą być różne: mechaniczne, lub energetyczne. Wyniki takiego sprzężenia nie są jednak nigdy



Rys. 3. Charakterystyka palnika inżektorowego dwustopniowego na gaz koksowy.
A. — Palnik nastawiony na nadmiar powietrza (atmosfera utleniająca)
B. — „ „ zupełne spalanie (atmosfera neutralna)
C. — „ „ brak powietrza (atmosfera redukująca)
D. — Zależność ilości gazu od ciśnienia gazu przed dyszą.

idealne. Dlatego też powinno się ustalić we formie wykresów rzeczywisty przebieg stosunku powietrze-gaz dla całego zakresu pracy palnika. Rys. 3 przedstawia na przykładzie palnika inżektorowego na gaz koksowy przebieg stosunku gaz — powietrze przy przestawianiu tylko kurka gazowego. Z rysunku tego wynika również możliwość nastawiania t. zw. „atmosfery" w palenisku.

Zupełne opanowanie stosunku gaz — powietrze osiągnąć można właściwie tylko przez stałe mierzenie gazu i powietrza i przez stałą analizę spalin.

ad 7) Z a l e ż n o ś ć s t o s u n k u g a z-p o w i e t r z e o d c i ś n i e n i a g a z u i o d c i ś n i e n i a w k o m o r z e.

Zależność stosunku gaz - powietrze od ciśnienia gazu oczywistą jest dla wszystkich t. zw. palników inżektorowych, gdyż w ciśnieniu gazu dany jest zapas energii dla zasysania powietrza. Dla innych typów palników obowiązują, jak się jeszcze przekonamy, inne zależności. Podobna zależność istnieje dla wpływu ciśnienia w komorze, które przy większych zmianach swojej wartości spowodować może poważne zaburzenie równowagi przepływu. Przy palnikach, pracujących powietrzem od wentylatorów, zmiany ciśnienia w komorze wywierają znacznie mniejszy, czasem prawie że nieodczuwalny wpływ na stosunek gaz - powietrze. Dla umożliwienia dobrego prowadzenia ruchu znana być musi charakterystyka palnika w zależności od tych wartości.

ad 8) T e m p e r a t u r y, g r a n i c z n e p o d g r z a n i e p o w i e t r z a i g a z u.

Niektóre przebiegi metalurgiczne lub termiczne wymagają bardzo wysokich temperatur a tem samym zastosowania odpowiedniego podgrzania powietrza wzgl. powietrza i gazu. Ze względu na duży stosunek powietrze-gaz dla gazu ziemnego w rachubę wchodzi wyłącznie podgrzanie powietrza. Niektóre typy palników uniemożliwiają w ogóle zastosowanie podgrzania powietrza, inne umożliwiają je tylko do średnich temperatur, inne w końcu do dość wysokich. Paleniska bezpalnikowe pracują z najwyższym podgrzaniem powietrza. Temperatury graniczne podgrzania powietrza dane są przede wszystkim ze względu na bezpieczeństwo ruchu (cofnięcie się płomienia!) przy czym temperatury te zależne są od obciążenia palnika. Znajomość tej zależności jest wymagana.

Dalsze rozpatrzenie cech spalania wymaga jednak znajomości poszczególnych typów palników oraz ich charakterystycznych właściwości.

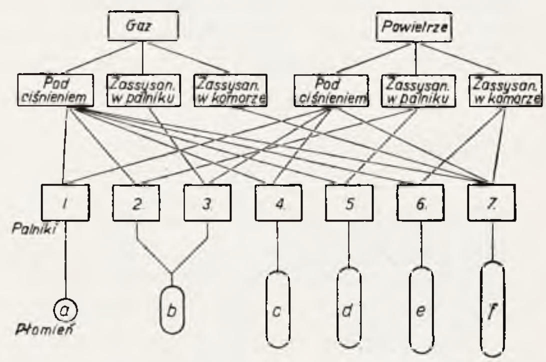
Przedstawiony na rys. 3 a schemat klasyfikacji palników oparty jest na sposobie doprowadzenia gazu i powietrza do palnika wzgl. do spalania. Jedno lub oba media mogą być doprowadzone pod ciśnieniem, jedno medium zasysane być może przez drugie wprost lub za pośrednictwem przeniesienia mechanicznego, jedno lub oba media zasysane być mogą przez podciśnienie w komorze palnikowej. Wymieszanie obu mediów może nastąpić przed palnikiem, w samym palniku, lub za nim. Czasem nawet doprowadza się oba media osobno do komory paleniskowej, gdzie następuje ich wymieszanie i spalenie. W takim wypadku nie może być już mowy o właściwym palniku.

W schemacie przedstawione są rodzaje płomienia, powstające przy normalnym ruchu poszczególnych palników. W większości wypadków przeprowadzona być może regulacja płomienia w kierunku pogarszającym t. zn. dłuższego i bardziej świecącego płomienia. Tym samym nie jest powiedziane, by krótszy i odbarwiony płomień był we wszystkich wypadkach lepszy; taka klasyfikacja płomienia ma znaczenie jedynie teoretyczne.

Palniki przedstawione na rysunkach przedstawiają konstrukcje typowe dla poszczególnych grup — nie są jednak we wszystkich wypadkach najlepszym rozwiązaniem konstrukcyjnym i ruchowym. Rozpatrzenie i krytyka form i szczegółów konstrukcyjnych będzie tematem osobnej pracy.

Typ 1) P a l n i k i o b e z p ł o m i e n n y m s p a l a n i u.

Palniki te przedstawiają osobliwy wypadek w dziedzinie spalania gazu. Granica między spalaniem bezpłomiennym, a spalaniem



Rys. 3. a. Schemat klasyfikacji palników.

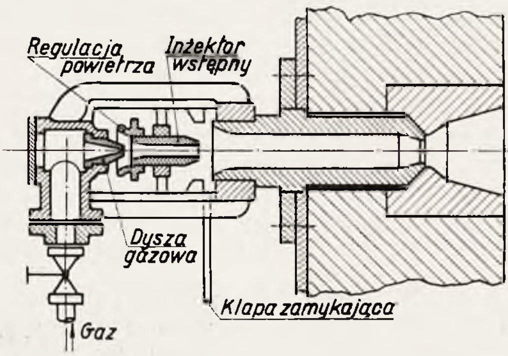
Palniki: Typ 1 — palnik o spalaniu bezpłomiennym (katalitycznym), typ 2 — palnik inżektorowy powietrze-gaz, typ 3 — palnik inżektorowy gaz-powietrze, typ 4 — turbopalnik, typ 5 — palnik wentylatorowy, typ 6 — palnik ciągowy, typ 7 paleniska bezpalnikowe.

Płomień: a — bez płomienia, b — bardzo krótki, bardzo gorący nienastawialny, c — krótki, gorący, nienastawialny, d — krótki, gorący, nastawialny, e — długi, świecący, mało nastawialny, f — bardzo długi, świecący, nastawialny.

z płomieniem jest zatarta, tak, że niemożliwe jest ścisłe pod tym względem odgraniczenie poszczególnych typów palników. W następującym mowa będzie o takich palnikach, przy których, dzięki zastosowaniu szczególnych środków, uzyskuje się — w normalnym ruchu — spalanie bezpłomienne. Tymi szczególnymi środkami są: zastosowanie katalizatorów spalania i rozbicie ciągłego spalania gazu na bardzo dużą ilość pojedyńczych spalań. Jedno i drugie zostaje osiągnięte przez przeniesienie spalania do środka porowatych ogniotrwałych kamieni lub ciał sypkich. Jak wiadomo, staje się każde ogniotrwałe stałe ciało przy dostatecznie wysokiej temperaturze katalizatorem.

Najprostsza forma takiego bezpłomiennego spalania jest następująca: dopływająca rurą gotowa mieszanka przechodzi przez niezbyt grubą tarczę porowatą do atmosfery, gdzie następuje jej zapalenie. W miarę ogrzania się tarczy (katalizatora) skraca się płomień i cofa się w końcu całkowicie do niej. Spalanie odbywa się wtedy bardzo szybko w porach cienkiej warstwy wysoko ogrzanej

tarczy. Rozpatrzenie zachodzących przy tym poszczególnych procesów przekracza ramy tego referatu W tym związku należy jednak wskazać na opracowaną przez Aufhäusera teorię spalania. Wedle tej teorii jedynymi prawdziwymi bezpośrednio spalającymi się czynnikami są CO i H_2. Wszystkie inne składniki paliwa doprowadzone być muszą do tego stanu drogą rozkładu i oksydacji. Węglowodory nie spalają się więc bezpośrednio, lecz ulegają rozkładowi, wydzielając przy tym elementarny węgiel (świecący płomień). Wydzielania te mogą być znaczne przy wyższych węglowodorach, przez co powstać mogą trudności w spalaniu bezpłomiennym. Wydzielony węgiel zatkać może mianowicie pory tarczy. Dlatego też przedstawiony sposób bezpłomiennego spalania zastosowany być może tylko dla niż-



Rys. 4. Palnik inżektorowy dwustopniowy.

szych węglowodorów i gazu wodnego, przy czym gaz jak i powietrze należy bardzo dokładnie odpylić.

Pomijając warunki szczególne i niektóre wykonania początkowe, technika spalania wybrała inne drogi dla wykorzystania katalitycznego działania wysoko ogrzanych kamieni na przebieg spalania. W jednym z następujących rozdziałów będzie o tym mowa.

Techniczna i ekonomiczna zaleta spalania bezpłomiennego leży w ograniczeniu procesu spalania do najmniejszej objętości, w idealnym wymieszaniu gazu i powietrza a tym samym w możliwości zastosowania najmniejszych nadmiarów powietrza, w możliwości osiągania bardzo wysokich, równomiernie na dużej powierzchni rozłożonych temperatur, w końcu zaś w możliwości dokładnego nastawienia atmosfery w komorze paleniskowej.

Typ 2) P a l n i k i i n ż e k t o r o w e p o w i e t r z e - g a z.

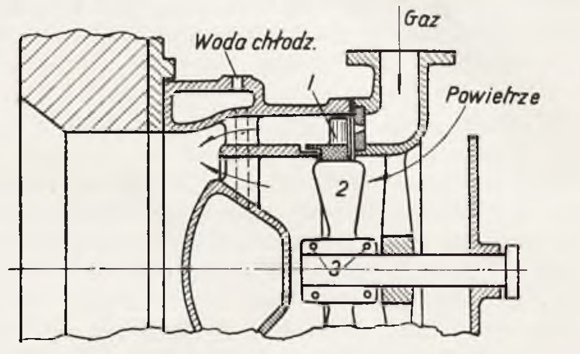
Doprowadzone pod ciśnieniem powietrze zasysa gaz. Wobec dużego stosunku powietrze - gaz (11 : 1) ten typ palnika dla gazu ziemnego nie wchodzi w rachubę, pomijając to, że większa część naszego gazu ziemnego wydobywana jest pod znacznym ciśnieniem. Gdyby jednak w wyjątkowych wypadkach typ ten znalazł zastosowanie, obowiązują dla jego cech ruchowych częściowo uwagi odnoszące się do palnika inżektorowego gaz - powietrze. Podczas gdy jednak dla palnika inżektorowego gaz - powietrze potrzebny jest tylko rurociąg gazowy, palnik inżektorowy powietrze - gaz zaopatrzony być musi w rurociąg gazowy i powietrzny.

Typ 3) P a l n i k i i n ż e k t o r o w e g a z - p o w i e t r z e. (Rys. 4).

Doprowadzony pod ciśnieniem gaz zasysa w palniku całkowitą ilość powietrza do spalania. W dalszej części palnika następuje dokładne wymieszanie gazu z powietrzem.

Palnik wykonany jest jako inżektor jedno lub dwustopniowy, zależnie od wartości opałowej gazu, ciśnienia gazu i od żądanej charakterystyki palnika.

Główną zaletą tego typu jest przede wszystkim jego prostota a tym samym niskie



Rys. 5. Turbopalnik.
1 — łopatki koła turbinowego, 2 — skrzydła wentylatora—na wspólnej osi, 3—łożyska kulkowe. (Uwidocznione na rysunku przy liczbie „3" cztery kółka należy przesunąć do osi).

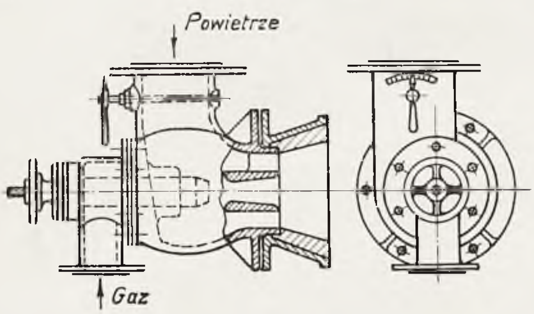
koszty budowy i ruchu przy zasadniczo dobrym spalaniu.

Brak wentylatora i przewodów powietrznych sprawia, że odpada jedno z głównych niebezpieczeństw eksplozji. Dalszą zaletą tego typu jest zjawisko samoregulacji, co prawda tylko w pewnych granicach obciążenia palnika i przy pewnych założeniach, o których mowa jest poniżej. Obsługa palnika ogranicza się w ten sposób tylko do przedstawiania kurka gazowego, przy czym stosunek gaz - powietrze praktycznie się nie zmienia. Zaletą tego palnika jest w końcu — w wielu wypadkach — możliwość pracy krótkim i gorącym płomieniem.

Wadą tego typu palnika jest konieczność zastosowania wysokich ciśnień gazu, zależność stosunku gaz - powietrze od ciśnienia w komorze oraz — przy większych wahaniach obciążenia — także od obciążenia palnika. Wadą ruchową jest dalej niemożliwość zastosowania podgrzania powietrza, gdyż siła ssąca strumienia gazu nie wystarcza do pokonania oporów w podgrzewaczu i przewodach powietrznych. W końcu wadą tego palnika jest również ograniczona możność regulacji długości płomienia, przy czym możność ta uwarunkowana jest obecnością dostatecznego podciśnienia w komorze. Ponieważ wymieszanie gazu z powietrzem w tego rodzaju palnikach następuje przed kamieniem palnikowym, minimalne, dopuszczalne obciążenie palnika ze względu na niebezpieczeństwo cofnięcia się

płomienia — wynosi około ¼ normalnego obciążenia, co w porównaniu z innymi typami palników jest wadą tego typu. Przez odpowiednie zmiany konstrukcyjne, wada ta może być częściowo usuniętą. W końcu za wadę uważany być może bardzo hałaśliwy ruch wysokociśnieniowych palników inżektorowych (począwszy od około 5000 *mm* H_2O). Ciśnienie gazu, potrzebne do zasysania całkowitej ilości powietrza do spalania zależne jest od wartości opałowej gazu (stosunek gaz - powietrze), od ciśnienia w komorze spalinowej, od jakości wykonania palnika (gładkość i kształt powierzchni) oraz od żądanej charakterystyki palnika i wynosi dla gazu ziemnego ok. 10.000 — 20.000 *mm* H_2O.

Z ogólnej charakterystyki inżektora wynika, że przy regulacji tylko ilości gazu, stosunek gazu do powietrza przy zmianach obciążenia palnika i ciśnienia w komorze będzie tym bardziej stały, im wyższe będzie ciśnienie gazu przed dyszą. Dlatego stosowane są na ogół ciśnienia gazu przed palnikami, przewyższające kilkakrotnie minimalne war-



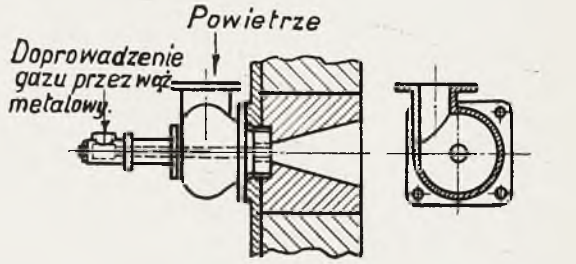
Rys. 6. Palnik wyntylatorowy. Nastawialna długość płomienia.

tości teoretyczne. Jeżeli się jednak dopuszcza większe zmiany stosunku gaz - powietrze przy niezbyt dużych wahaniach obciążenia i jeżeli w komorze panuje podciśnienie, palniki te pracować mogą ze znacznie niższymi ciśnieniami. Palniki tego typu nadają się do różnych celów. Przy uważnej i dobrej obsłudze uzyskuje się nimi zawsze korzystne wyniki. Przy odpowiedniej konstrukcji, dostatecznym ciśnieniu i niezbyt dużych wahaniach obciążenia, typ ten jest dość niewrażliwy na błędy obsługi, co należy uważać za zaletę ruchową. Przy niektórych piecach metalurgicznych z ostrymi wymaganiami odnośnie atmosfery w komorze, przy zmiennym ciśnieniu w komorze lub przy wymaganej dużej giętkości płomienia, ten typ palników ustępuje palnikom wentylatorowym, lub też w ogóle nie może być zastosowany.

W palnikach kotłowych lub przemysłowych, w których miarodajna jest tylko ilość doprowadzonego ciepła a atmosfera w komorze kwestią nadmiaru powietrza, palniki te w ogólności mogą być zastosowane. Pamiętać jednak należy, że w normalnym ruchu dają one krótki i bardzo gorący płomień, co spowodować może niepożądane lokalne spiętrzenia ciepła.

Typ 4) T u r b o p a l n i k i.

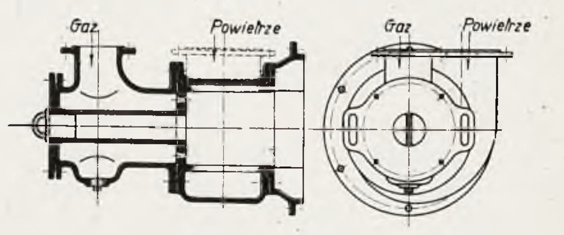
Z przedstawionego schematu wynika dla tej grupy jeszcze jeden typ palnika — a mianowicie t. zw. turbopalniki (Rys. 5.). Palniki te składają się zasadniczo z wirnika i osłony. Wirnik posiada na zewnętrznym obwodzie łopatki turbinowe a na wewnętrznym skrzydła wentylatorowe. Gaz przepływa przez pierścień turbinowy, wprawiając wirnik w ruch, przez co wentylator zasysa potrzebne do spalania



Rys. 7. Palnik wentylatorowy. Nastawialna długość płomienia.

ilości powietrza i przetransportowuje je do kanału palnikowego wzgl. do komory.

Palniki te, dotychczas — o ile wiadomo — w kraju nie zostosowane, wykazują szereg zalet, zasługujących na uwagę. Obsługa ogranicza się zawsze tylko do przestawiania wentyla gazowego, stosunek powietrze - gaz jest praktycznie niezależny od ciśnienia gazu, ciśnienia w komorze i od obciążenia. Potrzebne ciśnienia gazu są — w porównaniu z palnikami inżektorowymi — bardzo niskie. Wymieszanie gazu i powietrza jest na ogół dobre. Palnik ten posiada jednak szereg wad, wynikających z obecności części ruchomych. Wrażliwość ułożyskowania motoru na promieniowanie z komory, szybkie zużycie się części ruchomych, wrażliwość na zanieczyszczenie, a w końcu hałaśliwy ruch. Podane w literaturze glądy na zdatność ruchową tych palników są są dość rozbieżne.



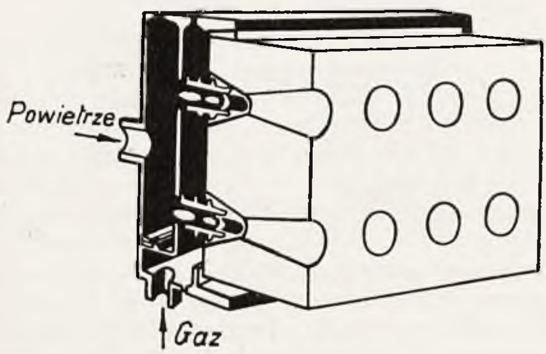
Rys. 8. Palnik wentylatorowy.

Typ 5) P a l n i k i w e n t y l a t o r o w e. (Rys. 6, 7, 8).

Gaz i powietrze doprowadza się pod małym ciśnieniem do palnika, gdzie następuje wymieszanie. Palniki te pracują więc tylko powietrzem pierwotnym, wobec czego uzyskują zasadniczo krótki i gorący płomień. Zalety tego typu są liczne: potrzebne ciśnienia gazu i powietrza są niskie (30 — 300 *mm* H_2O), zależnie od wielkości palnika, jego konstrukcji i wysokości podgrzania i prawie że niezależnie od ciśnienia w komorze. Zakres obciążalności palnika jest bardzo duży, gdyż

wymieszanie powietrza z gazem następuje zawsze z dostatecznie dużą szybkością, a w przeważającej części dopiero w kamieniu palnikowym. Niebezpieczeństwo cofnięcia się płomienia, ograniczające zmniejszenie obciążenia palnika, staje się przez to bardzo małe. Długość płomienia może być — przy stałej atmosferze — regulowane w pewnych granicach. Sposób tej regulacji opisany był poprzednio.

Stosunek powietrze - gaz jest praktycznie niezależny od ciśnienia w komorze i może być dobrowolnie nastawiany, przy czym przy sprzężeniu tych czynności regulujących (obsługa palnika za pomocą jednego tylko organu) stosunek ten praktycznie stały jest dla całego zakresu obciążalności palnika. Regulacja taka uwarunkowuje oczywiście stałe ciśnienie powietrza i gazu oraz stałą temperaturę powietrza i gazu. Mechanizm sprzężenia regulacji musi jednak być od czasu do czasu kontrolowany na przebieg stosunku powietrza - gaz. Dalszą zaletą tego typu palnika jest możliwość zastosowania dość wysokiego podgrzania powietrza (400 — 500°). Za zaletę w końcu uważać można spokojny nie wywołujący większego hałasu ruch tych palników.



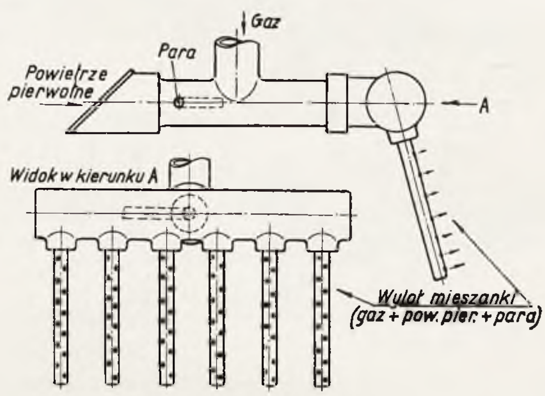
Rys. 9. Palnik z kamieniem promieniującym. (Na rysunku niewyraźnie pokazane są wstawki w kanałach dla powietrza. Wstawki te posiadają powierzchnię śrubową w celu wytworzenia wirującej strugi powietrza).

Główną ich wadą jest ich ruchowa zależność od wentylatora powietrznego. Obsługa staje się przez to bardziej skomplikowana. Koszty zakładowe i ruchu wobec innych typów palników zwiększają się (wentylator, silnik, przewody powietrzne, armatura). Poza tym wentylator zawiera w sobie jedno z najgroźniejszych niebezpieczeństw eksplozji, mianowicie przedostanie się gazu do przewodów powietrznych w razie nagłej przerwy w dostawie prądu do silnika napędzającego wentylator. Istnieją jednak już konstrukcje, zabezpieczające dostatecznie zasysanie powietrza nawet przy nagłym zatrzymaniu się wentylatora tak, że wykluczone są eksplozje przez przedostanie się gazu do przewodu powietrznego. Coprawda konstrukcje takie pracują z wyższymi ciśnieniami gazu i z niższym podgrzaniem powietrza.

Palniki wentylatorowe nadają się dla urządzeń, przy których postawione są trudne i ostre wymagania odnośnie precyzji i zakresu regulacji ruchu paleniska. Przy odpowiednim wymiarowaniu i dobrej obsłudze uzyskuje się w nich doskonałe wyniki ruchu i wysoką ekonomię.

Istnieje duża liczba równowartościowych konstrukcji tego typu palnika, różniących się sposobem doprowadzenia i wymieszania gazu i powietrza oraz kształtem strugi mieszanki. Również rodzaj gazu, stopień jego zanieczyszczenia oraz wysokość podgrzania powietrza powodują różnice form konstrukcyjnych.

W pewnych wypadkach, gdzie chodzi o wywiązanie dużych ilości ciepła na minimalnej przestrzeni oraz o dużą równomierność przenoszenia ciepła, dąży się do połączenia tego typu palnika z cechami spalania bezpłomiennego. (Rys. 9.) Rozdziela się mianowicie strumień gazu na dużą ilość mniejszych strug, do których doprowadzone jest powietrze ze wspólnej komory. Spalanie strug mieszanki odbywa się w wąskich kanałach kamienia



Rys. 10. Palnik ciągowy (rozsiewny).

palnikowego. Korzystny duży stosunek obwodu do przekroju poszczególnych strug powoduje silne katalityczne oddziaływanie gorących ścian kanałów na cały przekrój strug, tak, że spalanie ukończone jest przy wyjściu strug z kanału, lub nieco dalej. Kamień palnikowy ogrzewa się przy tym do białego żaru i odpromieniowuje równomierne ciepło. Palniki te nazwane są palnikami z kamieniami promieniującymi.

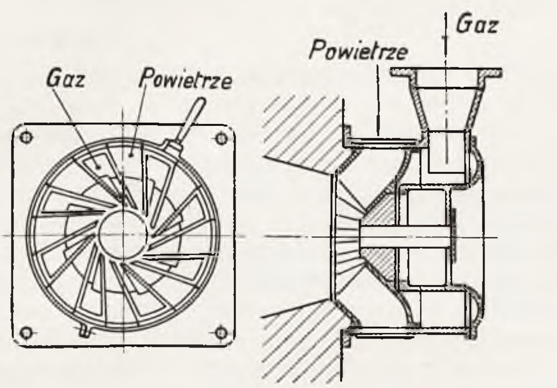
Zalety tych palników, które mogą być wykonane również jako palniki inżektorowe są liczne.

Wyrównanie temperatur w komorze poprawia się, zmniejsza się niebezpieczeństwo przegrzania omurowania i ogrzewanego przedmiotu. Mała długość płomienia uniemożliwia także — w niektórych piecach metalurgicznych — uderzenie płomienia o ogrzewany przedmiot. Wspólne doprowadzenie gazu i powietrza dla wszystkich palników oraz forma konstrukcyjna (prostokątna rama) daje pewne korzyści pod względem montażu i obsługi. Wadą tego palnika jest trudne nastawienie jednolitego stosunku gaz - powietrze dla wszystkich otworów, gdyż dysze i kanały muszą być bardzo dokładnie wykonane i wyregulowane. Pomimo wszelkiej staranności

występują jednak po pewnym czasie zmiany przekrojów, a tym samym różnice długości poszczególnych płomieni i składu chemicznego poszczególnych strug. Różnice te wyrównują się jednak na ogół tuż za kamieniem.

Typ 6) P a l n i k i c i ą g o w e. (Rys. 10, 11, 12).

Gaz doprowadzony jest do palnika pod niskim lub średnim ciśnieniem, powietrze do spalania zasysane jest przez panujące w komorze spalinowej podciśnienie. Wynika stąd ograniczenie możliwości zastosowania tego typu palników do takich palenisk, gdzie w komorach panuje dostateczne i niezbyt zmienne podciśnienie. Osiągalna wydajność palnika jest przy tym—ze względu na ilość przepływającego powietrza—wprost zależną od ciśnienia w komorze. Ponieważ energia kinetyczna



Rys. 11. Palnik ciągowy.

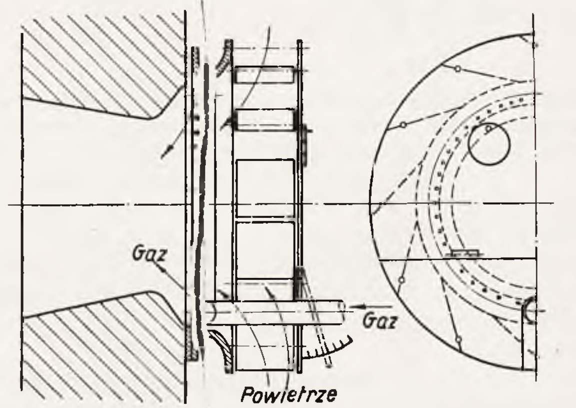
powietrza zużytkowana jest również do wymieszania gazu z powietrzem, istnieje we większości wypadków zależność rodzaju i długości płomienia od ciśnienia w komorze. Wymieszanie powietrza z gazem przed zapaleniem się mieszanki jest przy tym przeważnie niezupełne; dlatego też palniki te pracują normalnie z dużymi ilościami powietrza wtórnego, t. zn. z długim płomieniem. Starsze konstrukcje tego typu, których istnieje wielka ilość, wykonane były przeważnie z małym tylko zrozumieniem praw przepływu i spalania, wobec czego mogą być pominięte.

Nowoczesne konstrukcje rezygnują świadomie z dodatkowego zasysania powietrza przez strumień gazu, dzielą natomiast — celem uzyskania lepszego wymieszania — strumień gazu na dużą ilość cienkich strug. Ponadto w konstrukcjach tych uzyskuje się przyśpieszenie samego spalania przez celowe wykorzystanie katalitycznego działania żarzących się kamieni palnikowych.

Przy małych i średnich obciążeniach uzyskuje się takimi palnikami — przy małym nadmiarze powietrza — praktycznie odbarwiony płomień o średniej długości; przy większych obciążeniach natomiast wydłuża się płomień, staje się świecący i zaczyna migotać. Główną zaletą tego typu palników jest ich konstrukcyjna i ruchowa prostota oraz możliwość pracy przy niskich lub średnich ciśnieniach gazu (do około 1500 *mm* H_2O). Przy paleniskach z dość stałymi warunkami pracy można tymi palnikami uzyskać zupełnie dobre wyniki, przyjmując oczywiście odpowiednią konstrukcję palnika i paleniska.

W zakładach o małej rocznej ilości godzin pracy występuje szczególnie taniość inwestycji oraz taniość i stała gotowość ruchu tych palników.

Główną ich wadą jest ich zależność od ciśnienia w komorze, z wszystkimi wynikającymi z tego konsekwencjami ruchowymi. Przy małych tylko podciśnieniach w komorze palniki dają płomień skłonny do cofnięcia się. W niektórych wypadkach niekorzystną jest również znaczna długość płomienia. Przy bardzo zmiennym obciążeniu i przy



Rys. 12. Palnik ciągowy nowoczesny.

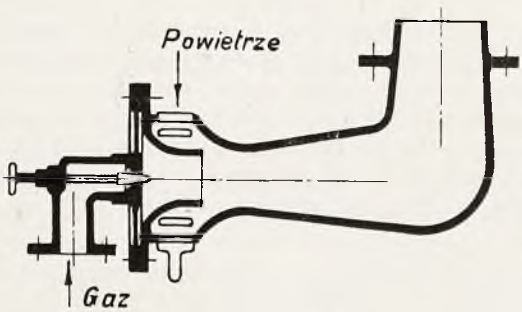
zmiennym ciśnieniu w komorze duże trudności nastręcza utrzymywanie stałego nadmiaru powietrza wzgl. stałej atmosfery w komorze.

Konstrukcję pośrednią między opisanymi poprzednio palnikami ciągowymi a palnikami inżektorowymi gaz - powietrze stanowią palniki z częściowym zasysaniem powietrza (Rys. 13, 14). Są to typowe palniki inżektorowe, zasysające jednak tylko część (30 — 80%) powietrza do spalania za pomocą energii strumienia gazu. Resztę potrzebnego do spalania powietrza zasysa jako powietrze wtórne pracująca z podciśnieniem komora. Dla gazu ziemnego typ ten reprezentowany jest przez wszystkie palniki jednodyszowe, pracujące z ciśnieniami poniżej 4000 — 5000 *mm* H_2O. Zalety i wady tego typu wynikają w przybliżeniu z uwag, dotyczących palników ciągowych i inżektorowych. Palniki z częściowym zasysaniem powietrza nadają się doskonale do wszelkiego rodzaju kotłów parowych i palenisk przemysłowych, pracujących z niezbyt zmiennym podciśnieniem w komorze. Dla zupełnego opanowania stosunku gaz - powietrze potrzebna jest przy nich stała kontrola składu spalin. Obserwacja tylko samego płomienia jest we większości wypadków niewystarczająca.

Typ 7) P a l e n i s k a b e z p a l n i k o w e.

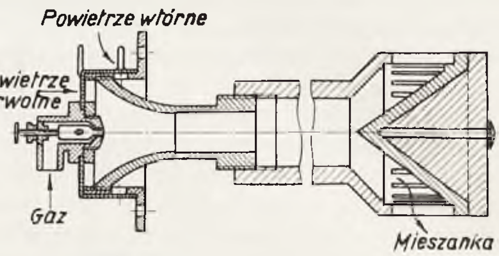
W niektórych wypadkach zachodzi potrzeba osobnego doprowadzenia gazu i po-

wietrza do komory spalinowej, gdzie następuje wymieszanie i spalanie. W tych wypadkach nie może być już mowy o palniku jako takim. Funkcje jego przejmuje częściowo komora spalinowa, częściowo zaś otwory wylotowe na gaz i powietrze w obmurzu komory. Wpływ na rodzaj płomienia oraz atmosferę w komorze wywarty być może przez odpowiedni dobór wielkości i wzajemne umieszczenie tych otworów; strumienie gazu i powietrza mogą przepływać równolegle do siebie lub pod pewnym kątem a to z równą lub różną szybkością; niekiedy pracuje się też z częściowym wymieszaniem gazu i powietrza przed komorą.



Rys. 13. Palnik inżektorowo - ciągowy (Gazolina). (Na rysunku brak prześwitów dla pierwotnego powietrza oraz zasuwy regulującej dopływ wtórnego powietrza).

Paleniska bezpalnikowe stosowane są przeważnie przy wysokim podgrzaniu gazu i powietrza. W tym wypadku bowiem — ze względu na duże niebezpieczeństwo cofnięcia się płomienia — proces wymieszania obu mediów przeniesiony być musi do komory. Ponadto występujące w takich komorach bardzo wysokie temperatury niszczą w krótkim czasie palniki nawet chłodzone. Także przy silnie zanieczyszczonym gazie wymieszanie mediów nie może nastąpić w palniku — a to ze względu na ewentualność zatkania niektórych części palników. W końcu paleniska bezpalnikowe zastosowane są tam, gdzie z jakichkolwiekbądź powodów wymagany jest bardzo długi i świecący płomień.



Rys. 14. Palnik inżektorowo - ciągowy (Inż. Landes).

Powyższe uwagi nie wyczerpują bynajmniej tematu tego referatu. Wniknięcie w szczegóły konstrukcyjne i ruchowe, uzasadnienie niektórych twierdzeń, konsekwentne przeciwstawienie wszystkich cech ruchowych musiały być zaniechane ze względu na zakres i cel tej pracy. Dlatego podkreślam, że opracowując referat zamierzałem dać kolegom kolegom mniej obeznanym z materią pewne ki, które by im ułatwiły dalsze wniknięcie w tę dziedzinę i przestrzegły ich przed zbytnim optymizmem.

Prof., inż. B. TOŁŁOCZKO.

PALENISKA DLA DREWNA.

(Por. *Technika Cieplna,* 1938, str. 150).

Palenisko szybowe z rusztem pochyłym (Rys. 4). Na dole szybu tego paleniska znajduje się ruszt pochyły o jednym, a czasem o dwóch pochyleniach. Ruszt o jednym pochyleniu lub dolna część rusztu o dwóch pochyleniach jest pochylony tak aby warstwa drewna, którego polana leżą w poprzek rusztu usuwały się na dół równo, w miarę spalania się. Kąt ten wynosi 45°. Pochylenie górnej części rusztu o dwóch pochyleniach jest większe i ma na celu zgrubienie warstwy na początku rusztu. Jest bowiem rzeczą zrozumiałą, że przy stałym położeniu krawędzi ustalającej grubość paliwa na ruszcie będzie ona tym większa im ruszt jest bardziej stromy. W górnej części rusztu, gdzie drewno zaczyna się palić, szczeliny pomiędzy polanami są swobodne dla przepływu powietrza przez warstwę drewna, gdy natomiast na niższych częściach rusztu są one coraz bardziej zasypane węglem. Zrobienie zatem grubszej warstwy paliwa na górze rusztu ma na celu wyrównanie oporu przepływu powietrza przez warstwę drewna w rozmaitych wysokościach rusztu. Poniżej rusztu pochyłego znajduje się mały ruszt poziomy, służący do dopalania się paliwa. Koniec rusztu pochyłego jest wzniesiony od 150 do 200 *mm* ponad rusztem poziomym w celu umożliwienia wygarniania popiołu za pomocą haka. Powietrze potrzebne do spalania wchodzi pod ruszt przez troje zamykanych drzwiczkami otworów, do trzech przestrzeni oddzielonych od siebie poziomymi ściankami. W ten sposób uskutecznione zostaje strefowe doprowadzanie powietrza, umożliwiające niezależne regulowanie jego ilości w rozmaitych częściach rusztu. Regulacja strefowa nie zawsze jest stosowana. W odmiennych od opisanej powyżej konstrukcjach tego paleniska nie spotykamy tej regulacji, a powietrze dopływa przez jedyne drzwiczki do wspólnej przestrzeni popielnikowej. Poza tym stosowane tu jest także powietrze wtórne.

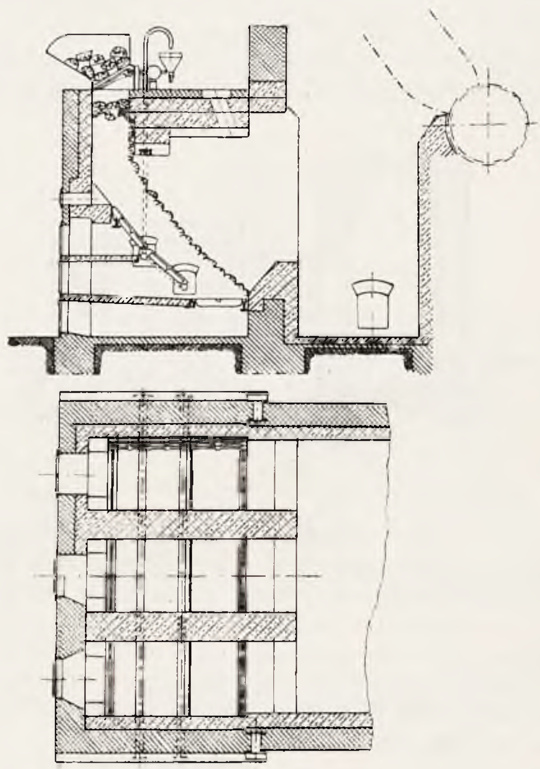
We wskazanej na rys. 4 konstrukcji tego

paleniska widzimy kosz zamykany klapą, którą przymyka ciężar zawieszony na dźwigni. Polana kładzie się do kosza równolegle do ściany frontowej. Po naładowaniu kosza uchylamy klapę przez podniesienie dźwigni, wówczas drewno zesuwa się do szybu. Takie urządzenie zmniejsza ilość powietrza przedostającego się przez górną część szybu do paleniska a więc tej jego części, która mało jest pożyteczna przy spalaniu. Otwarcie klapy trwa bowiem bardzo krótko w porównaniu z otwarciem drzwiczek, gdy paliwo zamiast do kosza ładuje się bezpośrednio do szybu przez otwór zamykany drzwiczkami. Taki kosz może również znaleźć zastosowanie przy palenisku szybowym z pionowym zwierciadłem spalania; na odwrót w danym wypadku możemy zamiast kosza zaprojektować jak poprzednio otwór w stropie szybu, zamykany drzwiczkami.

Wysokość szybu pionowego nad rusztem, od krawędzi *m* do wylotu szybu, wynosi tak jak poprzednio od 1200 do 2000 *mm*, zależnie od wilgoci stosowanego drewna: dla drewna bardziej wilgotnego szyb wyższy, dla suchszego — szyb niższy. Poziomy przekrój szybu: — wymiar w kierunku równoległym do ściany frontowej = długości polana plus od 100 do 150 *mm* — nie więcej, gdyż zwiększy to nadmiar powietrza i obniży wydajność paleniska. Polana do 2 *m* długości. Wymiar w kierunku prostopadłym do ściany frontowej obiera się w uwzględnieniu potrzebnej grubości warstwy drewna na ruszcie. Grubość ta jest w tym palenisku stała, a wyznacza ją krawędź *m* szybu. Grubość zaś warstwy na ruszcie wynosić winna od 700 do 1400 *mm*. Niższa wartość znajduje zastosowanie dla paliwa suchego, wyższa dla wilgotnego. Długość rusztu pochyłego dochodzi do 3 *m*. Długość rusztu poziomego dobiera się w zależności od grubości warstwy paliwa. Ruszt poziomy musi być bowiem z pewnym nadmiarem przykryty paliwem, w przeciwnym razie przepływa przezeń w nadmiarze powietrze.

Ponieważ grubość warstwy paliwa jest stała, regulacja paleniska odbywa się tylko za pomocą zmiany ciągu. Regulacja strefowa ułatwia to zadanie, gdyż zmniejsza lub zwiększa pole rusztu na którym paliwo pali się intensywnie. W razie zmniejszenia zapotrzebowania pary przymykamy albo też zamykamy zupełnie strefę najwyższą, a w razie jeszcze większego spadku zapotrzebowania — strefę następną i t. d. Wskutek tego drewno zaczyna się później palić, a zapaliwszy się pali się wolniej, stąd mniej go się spala, a tym samym mniej wytwarza się pary. Tlenek węgla CO wytworzony w tej części rusztu, gdzie dopływ powietrza wskutek przymknięcia drzwiczek jest niedostateczny, spalamy następnie przy pomocy wtórnego powietrza. W literaturze rosyjskiej napotykamy jednak opinię, że przy regulacji strefowej nie potrzeba powietrza, gdyż CO spala się w dostatecznej mierze przez dopływ powietrza w strefach następnych. Moim jednak zdaniem w paleniskach tego typu nie zawadzi umożliwić dopływ wtórnego powietrza: gdy jest zbędne, zawsze go można odciąć, natomiast brak możności jego zastosowania przynosi nieraz poważne straty.

Przez szyb znajdujący się powyżej rusztu nie przepływają spaliny i płomień, jak również i powietrze. Przesącza się tam jedynie z dołu trochę spalin. A więc tak jak i w poprzednio opisanym palenisku, drewno w tej



Rys. 4

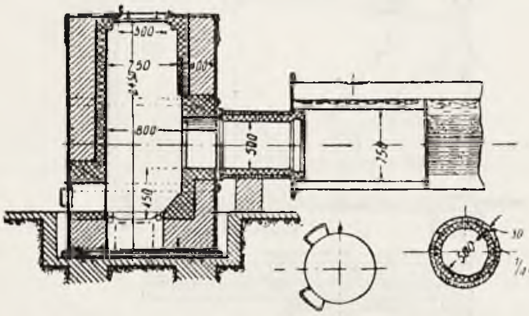
części szybu nie pali się, lecz tylko suszy. Zapala się drewno dopiero po wejściu na ruszt, gdzie dopływa powietrze, potrzebne do spalania. Następuje to wcześniej lub później w zależności od wilgoci, a przy regulacji strefowej i od tego czy strefy wyższe są otwarte czy też zamknięte. W miarę spalania się warstwa drewna posuwa się po ruszcie pochyłym na dół i kończy się wreszcie palić na ruszcie poziomym. Przebieg spalania jest taki sam jak przy wszystkich paleniskach z postępującą naprzód warstwą paliwa: poczynając od wejścia paliwa do paleniska mamy najprzód strefę odgazowania, następnie właściwego spalania się i wreszcie dopalania się.

W palenisku tym można spalać drewno z wilgocią do $W = 45\%$. Osiągalny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1{,}4$, natężenie rusztu: $Q/R = 1\,200\,000$ $kal/m^2/g$.

P a l e n i s k a p r z y s t a w i o n e. Paleniska szybowe stawiane są czasem w oddzielnym obmurowaniu, niezależnym od obmurowania kotła, jako tak zw. paleniska przystawione. Rys. 5 przedstawia takie palenisko szybowe z pionowym zwierciadłem spalania. Po-

dobnie mogą być także wykonane dwa inne rodzaje palenisk szybowych: palenisko szwedskie i z rusztem pochyłym. Paleniska przystawione są stosowane przede wszystkim w kotłach płomienicowych, zbudowanych początkowo na węgiel kamienny, a więc posiadających poprzednio paleniska wewnętrzne i przerobionych następnie na opalanie drewnem. W tej konstrukcji chodzi: 1) o nienaruszalność obmurza kotła, 2) o należytą ochronę końców płomienicy nie omywanych przez wodę, które więc przy wysokim nagrzaniu mogłyby uledz łatwo uszkodzeniom.

Z rysunku widzimy, że ten koniec płomienicy pokryty jest od wewnątrz izolacją, z zew-



Rys. 5

nątrz zaś jest odkryty i może być chłodzony przez otaczające go powietrze. Paleniska przystawione mniejszych rozmiarów budowane są nieraz na kołach aby można je było przysuwać lub odsuwać od kotła. Takie rozwiązanie stosowane jest wówczas, gdy opalanie drewnem i węglem kamiennym odbywa się na zmianę.

Ocena porównawcza palenisk ręcznych dla drewna szczapowego. Palenisko z rusztem poziomym, takie jakie stosowane jest dla węgla kamiennego, które omówiliśmy na wstępie, wykluczymy z naszych rozważań z przyczyn poprzednio wyłuszczonych. Dla drewna szczapowego odpowiednimi paleniskami są paleniska: fartuchowe i trzy rodzaje palenisk szybowych. Palenisko fartuchowe jest paleniskiem bardzo prymitywnym i gorszym od palenisk szybowych. Stosowane jest tylko przy kotłach płomienicowych; zastosowanie przy tym tego paleniska zamiast któregokolwiek z palenisk szybowych usprawiedliwione być może wyłącznie chęcią zmniejszenia kosztów inwestycyjnych w tych wypadkach, kiedy na opał drewnem przechodzimy na okres niezbyt długi.

Największą z pośród palenisk szybowych sprawność kotła otrzymujemy przy palenisku z pionowym zwierciadłem spalania, dlatego, że w tym wypadku najłatwiej utrzymać najmniejszy nadmiar powietrza. Prawie tak samo dobre wyniki osiągnąć można przy palenisku z rusztem pochyłym. Palenisko szwedskie pracuje mniej korzystnie. W takim samym porządku uszeregowują się paleniska trzech wymienionych typów i ze względu na wilgoć drewna.

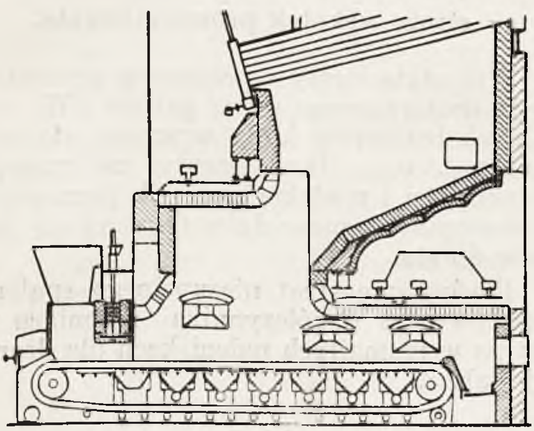
Najbardziej wilgotne drewno spalać można w paleniskach o pionowym zwierciadle spalania ($W = 55\%$, następnie w paleniskach z rusztem pochyłym ($W = 45\%$) i wreszcie w paleniskach szwedskich ($W = 40\%$). Pod względem wydajności na pierwsze miejsce wysuwa się palenisko z rusztem pochyłym, potem idzie palenisko szwedskie, za nim zaś palenisko z pionowym zwierciadłem spalania. Wynika to z porównania długości rusztu. Przy palenisku z rusztem pochyłym długość rusztu pochyłego dochodzi do 3 *m*, poziomego od 0,6 do 1,2 *m*. Palenisko szwedskie posiada ruszt długości (w kierunku prostopadłym do ściany frontowej) do 2,2*m*, natomiast palenisko z pionowym zwierciadłem spalania tylko do 1 *m*. W wydawnictwie rosyjskim p. t. „Energooborudowanje w Z. S. S. R". znajdujemy informację, że największe kotły opalane w tym kraju drewnem szczapowym posiadają 410 m^2 p. o. i zaopatrzone są w paleniska szybowe z rusztem pochyłym. Natężenie p. o. wynosi 29 $kg/m^2/g$.

Paleniska mechaniczne. Z palenisk mechanicznych, dla drewna znalazły zastosowanie tylko paleniska z rusztami taśmowymi. Drewno spala się przy tym nie w postaci polan, lecz w stanie rozdrobnionym. W Rosji rozdrabnia się drewno na kawałki o wymiarach ok. 50 x 30 x 5 *mm*. Zamiast takich płytek mogły być równie dobre do użycia w tym celu kostki o długości krawędzi ok. 5 *cm*. Rozdrabnianie odbywa się za pomocą mechanicznego rąbania. Zużycie mocy maszyn do rąbania wynosi ok. 7,5 *kWh/t*. Wydatek na rozdrabnianie jest w pewnym stopniu kompensowany zmniejszeniem kosztów na piłowanie kłód i ręczne ich rozłupywanie. Dla rozdrobnienia za pomocą maszyn do rąbania mogą być używane kłody nierozłupane i to kłody większej długości niż długość polan używanych w paleniskach ręcznych.

Palenisko z rusztem taśmowym dla drewna przedstawia rys. 6. Ruszt taśmowy dla drewna nie różni się od rusztu dla węgla kamiennego po za kilkoma szczegółami. Kosz musi być znacznie większy, gdyż szczepki drewna zajmują znacznie większą przestrzeń od węgla. Otwór wyjściowy z kosza do paleniska i podniesienie zasuwy do regulowania grubości warstwy muszą być większe, gdyż grubość warstwy drewna dochodzi do 700 *mm*, gdy węgla rzadko przekracza 150 *mm*. W przedstawionej konstrukcji zastosowana została bardzo gruba, wewnątrz pusta, zasuwa do regulowania grubości warstwy. Ma to zapobiegać zapalaniu się drewna w koszu. Rozpalona ścianka zasuwy od strony paleniska oddzielona jest od drugiej jej ścianki stykającej się z drewnem za pomocą grubej warstwy powietrza, które jak wiadomo jest dobrym izolatorem. Niebezpieczeństwo zapalania się

drewna w koszu istnieje zresztą tylko przy drewnie suchym.

Wilgotne drewno nie tylko nie zapala się w koszu, lecz odwrotnie muszą być przedsięwzięte środki dla zapewnienia zapalania się drewna w palenisku. W przedstawionym palenisku zastosowany jest poddmuch strefowy. Stosowane bywa także podgrzane powietrze, wskazane szczególnie w wypadku drewna wilgotnego. Ukształtowanie przestrzeni paleniskowej jest inne niż przy węglu. W tyle paleniska widzimy długie i niskie sklepienie, wysoko podniesione na przodzie. Takie ukształtowanie sklepienia daje t. zw. odwrotne prowadzenie płomienia. Płomień z tylnej części rusztu prowadzony przez sklepienie tylne płynie ku przodowi, po czym w przedniej części wznosi się ku górze, a więc odwrotnie niż to ma miejsce przy paleniskach dla węgla kamiennego z niskimi sklepieniami za-

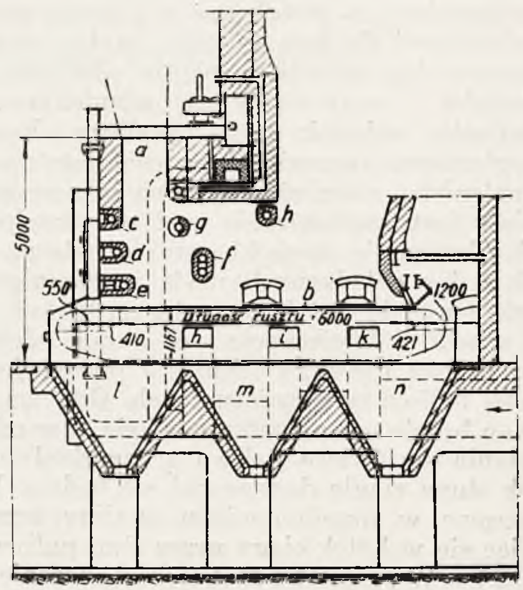


Rys. 6

płonowymi. Takie prowadzenie płomienia stosowane jest dla paliw trudno zapalających się, do jakich należy wilgotne drewno. Przesunięty ku przodowi słup wznoszącego się ku górze płomienia, od przodu odkryty, wskutek wysoko podniesionego sklepienia, wypromieniowuje na przodzie paleniska dużą ilość ciepła na wchodzącą do paleniska warstwę paliwa, suszy je intensywnie i zapala, znacznie skuteczniej aniżeli by to miało miejsce przy paleniskach z normalnym prowadzeniem płomienia, t. j. gdy nisko położone sklepienie skierowując płomienie ku tyłowi daje małą powierzchnię promieniowania płomienia na wchodzącą do paleniska warstwę paliwa.

Komora paleniskowa u wyjścia z niej spalin zwęża się w gardziel. Ma to na celu zmniejszenie ilości ciepła wypromieniowanego z paleniska na powierzchnię ogrzewalną kotła. Drewno jest materiałem opałowym niskowartościowym, dającym stosunkowo niską temperaturę spalania. Przy takich paliwach można— jak wiadomo — zabrać z paleniska za pomocą promieniowania tylko niedużą ilość ciepła, aby temperatura w paleniskach nie spadła niżej pewnej granicy, zakreślonej przez dobre zapalanie się i dobre spalanie się paliwa. Ponowne rozszerzenie się strumienia spalin przed wejściem między opłomki jest wykonane w celu zmniejszenia unoszenia lotnego koksiku. Wskutek wielkiego rozszerzenia się strumienia spalin, zmniejsza się gwałtownie ich chyżość, przez co część niesionego przez strumień spalin koksiku, przynajmniej większe jego kawałki, opada na spód kanału, gdzie się spala, gdyż węgiel drzewny jest łatwo palny. Regulacja paleniska odbywa się tak samo, jak przy węglu za pomocą zmiany grubości warstwy, zmiany chyżości posuwu i zmiany siły ciągu.

Wilgoć drewna nie powinna przekraczać: $W = 40\%$. Osiągalny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1{,}3$. Osiągalne natężenie



Rys. 7

rusztu $Q/R = 900.000$ $kal/m^2/g$. Wymiary rusztu takie same jak przy węglu kamiennym.

Doskonałe wyniki otrzymywane na szybowych paleniskach ręcznych natchnęły konstruktorów myślą aby i przy paleniskach z rusztami taśmowymi zastosować suszenie paliwa, przed wejściem jego na ruszt. Jednym z najlepszych w tym rodzaju jest palenisko Makarjewa przedstawione na rys. 7. Było ono zbudowane dla torfu, ale ponieważ rozdrobnione na drobne szczepki drewno staje się bardzo podobnym paliwem do torfu, przeto zastosowano go z dobrym skutkiem i dla drewna. Paliwo z położonego wysoko kosza dostaje się do szybu i odpowiednio prowadzone poniżej w przestrzeni paleniskowej spływa na ruszt w postaci pionowego i otwartego do wnętrza paleniska słupa. Grubość warstwy odchodzącej z pod szybu na ruszt reguluje zasuwa f złożona z dwóch rur chłodzonych wodą i osłoniętych cegłami ogniotrwałymi. Ponieważ konstrukcja i konserwacja takiej zasuwy sprawia pewne trudności, w niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych rury te są stałe, wówczas palenisko pracować będzie ze stałą grubością warstwy co oczywiście daje gorsze rezultaty termiczne od rozwiązania poprzedniego, jak

to wyjaśniliśmy przy jednym z poprzednio opisanych palenisk. Wyżej położona rura *g*, również chłodzona wodą i osłonięta cegłą, służy do prowadzenia słupa paliwa. Bez tej rury paliwo swobodnie usypujące się tworzyłoby piramidę o znacznie szerszej od wylotu z szybu podstawie. Opór przenikania powietrza przez słup paliwa, a jak później zobaczymy i opór przenikania spalin byłby znacznie większy u dołu niż u góry. Przez zastosowanie rury prowadzącej słup paliwa ma przekrój bardziej jednakowy, a stąd i równomierniejszy przepływ przezeń powietrza i spalin. Przez zastosowanie zasuwy *f* wskazanej konstrukcji, jak też i przez prowadzenie pionowego słupa paliwa za pomocą jednej lub jak w innych rozwiązaniach — dwóch rur *g*, a nie za pomocą sięgającej do dołu ścianki szybu, wysoki pionowy słup paliwa pozostaje odsłonięty w palenisku i wystawiony na promieniowanie płomienia, wskutek czego podlega bardzo energicznemu suszeniu. Inną osobliwością tego paleniska, również mającą na celu suszenie paliwa jest zastosowanie małych przedpalenisk. Tworzą je wyskoki muru oparte na rurach *d* i *e* chłodzonych wodą i wysuniętych względem siebie i ściany szybu na kształt stopni schodów. Wysunięcie tych stopni odchyla słup paliwa nieco ku tyłowi i powoduje, że trochę paliwa pozostaje na nich. Gdy zapalimy go będzie ono powoli spalać się, a w miarę spalania się świeże paliwo z przechodzącego obok słupa ciągle dosypywać się będzie. Wytworzone w przedpalenisku spaliny przesączając się wskutek ciągu przez słup paliwa — suszą go. W palenisku Makarjewa suszenie paliwa spływającego na ruszt uskuteczniane jest zatym w dwojaki sposób: 1) przez wystawienie pionowego słupa spływającego na ruszt paliwa na promieniowanie płomieni, 2) przez suszenie go za pomocą spalin wytworzonych w przedpalenisku. To też suszenie odbywa się bardzo intensywnie. Można tu stosować paliwo o wilgoci do 50%, a natężenie rusztu dosięga nawet 2 000 000 *kal*/*m*²/*g*, a więc bez mała tyle co przy najbardziej sprawnych paleniskach dla węgla kamiennego.

W końcu stropu paleniskowego widzimy próg *h* podtrzymywany przez rurę chłodzoną wodą. Ma on za zadanie: 1) zmniejszenie ilości ciepła wypromieniowanego z paleniska na powierzchnię ogrzewalną kotła, a przez to podtrzymanie temperatury w palenisku na odpowiedniej wysokości, jak to już było poprzednio wyjaśnione, 2) zmieszanie spalin wypływających z paleniska aby spowodować spalenie się niespalonych jeszcze gazów.

Regulacja paleniska odbywa się: a) przy zasuwie ruchomej — za pomocą zmiany grubości warstwy, zmiany ciągu i zmiany posuwu, a więc w sposób najbardziej właściwy, b) przy braku zasuwy ruchomej, przy palenisku zatem pracującym warstwą o stałej grubości — tylko za pomocą zmiany ciągu i posuwu. Tą regulację dającą sprawność kotła gorszą od poprzedniej można częściowo poprawić przez zastosowanie wtórnego powietrza.

Osiągalny współczynnik nadmiaru powietrza wynosi $\lambda = 1{,}3$.

S p r a w n o ś ć p a l e n i s k d l a d r e w n a. Sprawność paleniska określa równanie:

$$\eta_{pal} = 100 - v_{przes} - v_{żuż} - v_{sadz} - v_{kok} - v_{niez} - v_{pr}$$

v_{przes} — strata wskutek przesypu paliwa przez szczeliny między rusztowinami,

$v_{żuż}$ — strata wskutek niespalonych cząstek paliwa w popiele i w żużlu zgarniętym z rusztu,

v_{sadz} — strata wskutek sadzy,

v_{kok} — strata wskutek unoszenia koksiku przez odpływające spaliny,

v_{niez} — strata wskutek zawartości CO i węglowodorów w spalinach,

v_{pr} — strata wskutek promieniowania.

Wszystkie straty wyrażone w procentach ciepła dostarczonego przez paliwo. W normalnych badaniach kotła wyznacza się tylko v_{przes}, $v_{żuż}$, v_{niez}. Inne straty ze względu na trudności i niedokładność ich pomiaru nie są oznaczane bezpośrednio. Oznacza się jako resztę do stu.

Porównanie strat niezupełnego spalania, przesypu oraz współczynnika nadmiaru powietrza w rozmaitych paleniskach dla drewna daje tab. 3.

Tab. 3.

	Paleniska fartuchowe	Paleniska szybowe			Paleniska z rusztem taśmowym
		z rusztem poziomym szweds.	ze zwierc spalania pionowym	z rusztem pochyłym	
v_{niez} w %	do 3	do 3	do 1	do 0,5	do 0,5
v_{przes}	do 2	do 1	do 1	do 1	do 2
λ (osiągalne)	2	1,5	1,3	1,4	1,3

1) S t r a t a p r z e s y p u. Strata ta jest zależna od konstrukcji rusztu, struktury paliwa (wielkości ziaren) i jego właściwości spiekania się lub rozsypywania się w palenisku. Paliwo drobnoziarniste niespiekające się będzie dawało stratę największą. Zrozumiałym przeto się staje, że drewno daje stratę przesypu najmniejszą. Stratę przesypu przy rozmaitych paliwach charakteryzuje tab. 4.

Tab. 4.

	Drewno	Torf	Węgiel brunatny	Węgiel kamienny
v_{przes} %	do 2	do 5	do 6	do 4

2) Strata wskutek niespalonych części w popiele i w żużlu. Ponieważ żużla drewno nie daje, a popiołu posiada niewiele (ok. 1%), strata ta spowodowana zagrzebaniem cząsteczek paliwa w popiele — jest bardzo mała.

3) Strata wskutek wywiązywania się sadzy. Przy spalaniu drewna sadzy wywiązuje się znacznie mniej niż przy węglu.

4) Stratę wskutek unoszenia koksiku lotnego przez spaliny przy rozmaitych paliwach podaje tab. 5.

Tab. 5.

	Drewno szczap.	Drewno na ruszt. mechan.	Torf	Węgiel kam drobny niespiekający
v_{kok} %	0,5	1,5	0,5	do 8

Cyfry podane dla drewna nie odnoszą się do trocin. Przy opalaniu trocinami straty wskutek porywania paliwa przez ciąg są nieraz bardzo znaczne (przy dużym ciągu).

5) Wielkość strat wskutek niezupełnego spalania (*CO* i niespalone węglowodory w spalinach) i straty wskutek promieniowania nie różnią się od strat przy innych paliwach. Po wprowadzeniu podanych wartości do równania na sprawność paleniska okazuje się, że paleniska dla drewna posiadają większą sprawność od palenisk dla węgla kamiennego. Tak też jest w istocie, i tego zaprzeczyć się nie da. Gdybyśmy jednak chcieli stąd wyciągnąć wniosek, że w pewnej instalacji kotłowej opalanej węglem kamiennym, gdy po zmianie palenisk zaczniemy opalać kotły drewnem, to otrzymamy większą sprawność termiczną całej instalacji, popełnimy wielki błąd. Będzie bowiem zupełnie odwrotnie. Związek pomiędzy sprawnością kotła a paleniska określa równanie:

$$\eta_k = \eta_{pal} \times \eta_{pow}$$

η_k — sprawność kotła,

η_{pal} — sprawność paleniska,

η_{pow} — sprawność powierzchni ogrzewalnej.

Sprawność powierzchni ogrzewalnej wzrasta wraz z temperaturą spalin. Wynika to z równań odbioru ciepła.

Ilość ciepła oddanego przez promieniowanie:

$$Q_{pr} = c \cdot \varphi \cdot R \cdot \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100}\right)^4\right]$$

Ilość ciepła oddanego przez konwekcję:

$$Q_{kon} = \alpha \cdot H \cdot (t_1 - t_2)$$

gdzie

c — współczynnik promieniowania,

φ — stosunek kątowy,

R — powierzchnia rusztu,

t_1 — temperatura ciała promieniującego, za którą uważa się temperaturę spalin w palenisku,

t_2 — temperatura ciała pobierającego ciepło, t. j. powierzchnię ogrzewalnej,

α — współczynnik przechodzenia ciepła ze spalin na powierzchnię ogrzewalną,

H — powierzchnia ogrzewalna.

Z równań tych widoczne jest, że ze wzrostem temperatury spalin wytworzonych w palenisku wzrastać będzie ilość ciepła pobranego przez powierzchnię ogrzewalną, szczególnie ciepła pobieranego przez promieniowanie. Temperatura zaś wytworzonych spalin jest tym wyższa im wyższą jest wartość opałowa paliwa, i tak przy nadmiarze powietrza $\lambda = 1,5$, torf i drewno o wilgotności $W = 40\%$ wytworzą spaliny o temperaturze ok. 1350° *C*, węgiel kamienny natomiast — o temperaturze 1650°. (Dla porównania wartości te podane są bez uwzględnienia spadku temperatury wskutek promieniowania).

A więc wprawdzie dla drewna sprawność paleniska η_{pal} jest naogół większa niż dla węgla kamiennego, równocześnie jednak sprawność powierzchni ogrzewalnej η_{pow} spada i to silniej niż wzrasta η_{pal}. W rezultacie więc sprawność kotła η_k dla drewna jest mniejsza niż dla węgla kamiennego.

Przy przeróbce istniejącej instalacji kotłowej z opału węglem kamiennym na drewno trzeba liczyć się także ze zmniejszeniem się wydajności jak i przegrzania. Jedno i drugie wynika z mniejszej wartości opałowej paliwa. Spadek wydajności kotła jest zależny od rodzaju instalacji. Przy instalacjach, które przy opale węglem kamiennym miały niskie natężenie powierzchni ogrzewalnej można i po przeróbce na drewno osiągnąć w pewnych wypadkach nawet tą samą wydajność, natomiast przy dużych natężeniach z reguły następuje spadek i to tym znaczniejszy im wyższe było natężenie powierzchni ogrzewalnej przy węglu.



Ś. p. Kazimierz Sulikowski.

Wspomnienie pośmiertne.

Urodził się w Irkucku w 1899 roku i ukończył szkołę techniczną w 1918 roku. Następnie studiował w Tomskim Instytucie Technologicznym. Studia te jednak przerwała niestety zawierucha bolszewickiej rewolucji. W tym samym mniej więcej czasie stracił Zmarły ojca. Obowiązki wobec rodziny zmusiły Go do przerwania studiów i do powrotu do Irkucka w celu zaopiekowania się matką i rodzeństwem. W tym samym celu zmuszony został jąć się pracy zarobkowej, którą istotnie znalazł w technicznej służbie telegraficznej.

W 1921 roku, po czteromiesięcznej, nader uciążliwej podróży, wraz z rodziną powrócił do Polski.

W kraju pracował w zakładach firmy K. Rudzki i S-ka w Warszawie. Następnie, po odbyciu służby wojskowej, objął posadę w firmie Cybulski, Maciejewski i S-ka, a w roku 1925 przeszedł do Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, pracując w Biurze Okręgowym tego Stowarzyszenia w Łodzi. Zmarł prawie nagle, bo po kilkudniowych zaledwie ciężkich cierpieniach dnia 26 października 1938 roku, w pełni sił i pracy zawodowej.

Zmarły odznaczał się niepospolitą siłą charakteru. Żywy temperament cechował Jego wyraźnie bezkompromisową naturę. Z wielkich obszarów syberyjskich wywiózł umiłowanie rozległych horyzontów i niechęć do drobnych form życia codziennego. Wywczasy swe spędzał najchętniej w Tatrach, których przyroda odpowiadała Mu najlepiej. Był zamiłowanym taternikiem i wielkim znawcą gór. Uprawiał fotografię artystyczną, szukając dla niej tematów w przyrodzie żywej i martwej. W zbiorach swoich posiadał dzieła podróżnicze i przyrodnicze, oraz literaturę poważną z ubiegłego stulecia i z początków nowego wieku. Posiadał również zdecydowane zamiłowania muzyczne.

Głównym jednak ośrodkiem Jego życia była praca zawodowa, której poświęcał się cały, bez reszty, nie bacząc ani na trudy ani na zmęczenie. Dział technicznych pomiarów energetycznych był tym działem techniki, któremu poświęcił swoje niespożyte siły. Umysł żywy i otwarty oraz nabyte w biegu lat nieprzeciętne doświadczenie pozwalały Mu szybko obejmować całokształt każdego zagadnienia i odróżniać rzeczy ważne od błahych. Każde zagadnienie mniej czy więcej złożone pociągało Go jednakowo, a w dokładnym wykonywaniu podejmowanych prac znajdował zawsze prawdziwe zadowolenie. Nie pracował nigdy szablonowo; w każdym, pozornie najbardziej przeciętnym, wypadku dążył do właściwego ujęcia zagadnienia, traktując każdą swą pracę indywidualnie i uwzględniając wszelkie, pozornie drugorzędne, a tak niejednokrotnie ważne okoliczności. Nie polegając na normach, lub na utartych wzorach, zacierających tak często istotę rzeczy, szukał zawsze i w każdym wypadku prawdy technicznej. Każdy kto stykał się z miernictwem energetycznym wie dobrze, jak trudnymi bywają jego zadania. W Zmarłym tracimy dzielnego, pełnego zapału i oddania sprawie pracownika i najlepszego kolegę.

Zmarł prawie na posterunku, bo nawet na łożu niemocy nie przerywał pracy zawodowej. W malignie gorączki i w majaczeniach agonii poszukiwał jeszcze rozwiązania pewnych zagadnień technicznych — rozwiązania, którego nie było Mu danem dożyć.

Cześć Jego pamięci.

STANISŁAW BOGUSŁAWSKI, inżynier-mechanik.

ROLA PODGRZEWACZY POWIETRZA W WYSOKOPRĘŻNYCH INSTALACJACH KOTŁOWYCH[1]).

(REFERAT DZIAŁU CIEPLNEGO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W POZNANIU).

(Por. *Techkika Cieplna*, 1938, str. 166).

Wydajność kotła.

Pomiary ilości pary wykonywane w identyczny sposób jak poprzednio dały wyniki następujące. Od godz. 11-ej do 18-ej *sek.* 55 czyli w czasie — 7^{h}00′55″ odparowano wody 113820 *kg* co stanowi 16257 *kg/godz.* i 36,7 $kg/m^2/g$. Obciążenie przez cały czas trwania pomiarów było naturalne bez sztucznego regulowawia za pomocą opornika wodnego. Wahania w poszczególnych okresach były dosyć znaczne. I tak największe odchylenie od średniego w górę było pomiędzy godziną 12 — 13 i wynosiło 13%, największe odchylenie w dół — w pierwszej godzinie pomiarów—wynosiło 10,2%. Odchylenia te mieszczą się jeszcze w granicach dopuszczalnych, przewidzianych przez polskie normy odbiorcze *PN/U*—104.

Urządzenie sztucznego obciążenia dla bardziej równomiernego przebiedu obciążeń wymagałoby wyłączenia części fabryki z ruchu, czego ze zrozumiałych względów zaniechano.

Sprawność kotła wzrosła wybitnie i wynosiła 85%, pomimo niekorzystnych warunków obciążenia. Złożyło się na to szereg przyczyn, które poniżej szczegółowo omówimy. W pierwszym rzędzie na wzrost sprawności wpłynęły znacznie mniejsze straty kominowe. Gdy poprzednio temperatura spalin uchodzących do komina wynosiła aż 205°C, to obecnie po przebudowie już tylko — 159°C. W drugim rzędzie zastosowanie wtórnego powietrza pozwoliło na lepsze przemieszanie gazów z powietrzem i przedłużenie drogi spalania i wobec tego stworzyło znacznie lepsze warunki spalania w samej komorze. Ujawniło się to w zawartości CO_2 jak za kotłem tak i w czopuchu. O ile przed przebudową zawartość CO_2 za kotłem wynosiła zaledwie 9,8%, to obecnie wzrosła do 13%, podobnie w czopuchu: poprzednio CO_2 — 9,0%, obecnie — 12,2%. Przedtem spółczynnik nadmiaru powietrza w czopuchu wynosił 1,88, obecnie tylko 1,39, przy czym nie stwierdzono przy analizie spalin nawet najmniejszego śladu zawartości *CO*. Również i zawartość związków węglowodorowych znikła prawie całkowicie, ponieważ zabarwienie spalin wychodzących z komina było tylko lekko brunatne.

Instalacja wtórnego powietrza jest jednym z poważnych ulepszeń zastosowanych do kotłów wysokoprężnych w ostatnich latach i dlatego warto się nad nią bliżej zastanowić na podstawie wyników własnych doświadczeń.

Wtórne powietrze winno spełnić dwie funkcje, a mianowicie spowodować 1) dobre wymieszanie spalin w komorze i 2) całkowite dopalenie gazów w postaci *CO* i związków węglowodorowych. Dla spełnienia tych zadań ciśnienie wtórnego powietrza w zależności od wielkości i długości komory winno być co najmniej w granicach *250 — 300 mm st. wody*, W naszym wypadku wynosiło ono *150 mm st.* wody, zalecono więc podwyższyć je do *250 mm*. Poza tym ilość powietrza wtórnego ze względu na sprawność kotła nie powinna przekraczać 4—6% ogólnej ilości powietrza, potrzebnego do spalania. Do tej ilości powinny być też zastosowane prześwity dysz umieszczonych w ścianie czołowej obmurza.

Dysz tych powinno się dawać możliwie dużo o małych wymiarach, aby dopływ powietrza był rozdzielony równomiernie nad całą szerokością rusztu. Prześwit dysz powinien być regulowany w zależności od obciążenia. Szczególnie ma to duże znaczenie dla elektrowni, gdzie stosunek najmniejszych obciążeń do szczytowych wynosi nieraz 1 : 6, a nawet 1 : 8.

Należy zaznaczyć, że wtórne powietrze musi być podgrzewane, wobec tego może być z korzyścią tam tylko stosowane, gdzie przy kotle istnieje podgrzewacz.

Ponieważ nawet w instalacjach nowszych, pobudowanych przed 8 — 10 laty, temperatura spalin uchodzących do komina jest za wysoka i wynosi średnio 180°, nic więc nie stoi na przeszkodzie, aby część ciepła tych spalin wykorzystać na podgrzanie powietrza przy obniżeniu ich temperatury do 140°C, która obecnie uważana jest za najniższą, jaką można dopuścić.

Dla określenia strat w spalinach uchodzących do komina, a jednocześnie do wyprowadzenia w danym wypadku sprawności podgrzewacza, stosujemy tę samą metodę jak poprzednio.

Spalany przy obecnym pomiarze węgiel posiadał następujący pierwiastkowy skład:

$$C = 58{,}59\,\%,\ H = 4{,}12\,\%,\ S = 1{,}27\,\%,\ N = 1{,}03\,\%,$$

$$O = 10{,}19\,\% \text{ i } H_2O = 15{,}21\,\%$$

Z 1 *kg* tego węgla wytworzy się suchych spalin

$$G' = 8{,}98 \,.\, 0{,}5859 + 20{,}96\left(0{,}0412 - \frac{0{,}1019}{8}\right) +$$

$$+ 3{,}33 \,.\, 0{,}0127 + 0{,}797 \,.\, 0{,}0103 = 5{,}908\ m^3$$

oraz pary wodnej

$$G'' = 11{,}19 \,.\, 0{,}0412 + 1{,}243 \,.\, 0{,}1521 = 0{,}650\ m^3$$

$$\text{Razem } G = G' + G'' = 6{,}558\ m^3$$

Teoretyczna ilość powietrza potrzebna do

spalenia 1 *kg* tego węgla wyniesie:

$$L_t = 8{,}98 \,.\, 0{,}5859 + 26{,}54 \left(0{,}0412 - \frac{0{,}1019}{8}\right) + $$
$$+ 3{,}33 \,.\, 0{,}0127 = 6{,}059 \; m^3$$

Przy stwierdzonym spółczynniku nadmiaru powietrza = 1,39, rzeczywista ilość powietrza będzie:

$$L_{rz} = 6{,}059 \,.\, 1{,}39 = 8{,}422 \; m^3$$

A zatem rzeczywista ilość spalin:

$$G = 6{,}568 + (8{,}422 - 6{,}059) = 8{,}921 \; m^3$$

Z tego suchych spalin

$$8{,}921 - 0{,}650 = 8{,}271 \; m^3$$

Przy zawartości w spalinach za kotłem $CO_2 = 13\%$, $O_2 = 6\%$ i $N_2 = 81\%$ w 1 m^3 zawarte będą następujące ilości poszczególnych gazów:

$$CO_2 = \frac{8{,}271 \,.\, 0{,}13}{8{,}921} = 0{,}121 \; m^3$$

$$O_2 = \frac{8{,}271 \,.\, 0{,}06}{8{,}921} = 0{,}56 \quad „$$

$$N_2 = \frac{8{,}271 \,.\, 0{,}81}{8{,}921} = 0{,}750 \quad „$$

$$H_2O = \frac{0{,}65}{8{,}921} = 0{,}073 \quad „$$

Razem 1,000 m^3

Według „Hütte", wydanie 26, ciepła właściwe 1 mola tych gazów przy temperaturze 347° C są następujące:

dla CO_2 — $\mu \, C_p = 10{,}15$
O_2 — „ = 7,07
N_2 — „ = 7,07
H_2O — „ = 8,50

Wobec tego

$CO_2 = 0{,}121 \,.\, 10{,}15 = 1{,}228\,5$ *cal*
$O_2 = 0{,}056 \,.\, 7{,}07 = 0{,}39592$ „
$N_2 = 0{,}75 \,.\, 7{,}07 = 5{,}30250$ „
$H_2O = 0{,}073 \,.\, 8{,}50 = 0{,}62050$ „

Ciepło właściwe 1 mola mieszaniny = 7,54707 *cal*

A zatem ciepło właściwe 1 m^3 mieszaniny spalin w odniesieniu do stanu 0° i 760 *mm Hg* wyniesie

$$C_p = \frac{7{,}54707}{22{,}4} = 0{,}337 \; cal/kg$$

Ilość ciepła zawarta w spalinach za kotłem, wytworzonych po spaleniu 1 *kg* węgla wyniesie

$$Q_{sp} = 8{,}921 \,.\, 0{,}337 \,.\, 347 - 8{,}921 \,.\, 0{,}335 \,.\, 28{,}7 =$$
$$= 957 \; cal/kg$$

W analogiczny sposób obliczamy tę ilość ciepła za podgrzewaczem powietrza w czopuchu:

$$Q_{sp} = 9{,}223 \,.\, 0{,}335 \; 159 - 29 = 401 \; cal/kg$$

A zatem ilość ciepła, które otrzymało powietrze w podgrzewaczu, przyjmując jeszcze pod uwagę ilość ciepła wyzyskanego w podgrzewaczu wody, a wynoszącą 284 *cal/kg*—będzie następująca:

$$Q_{pow} = 957 - 401 - 284 = 268 \; cal/kg$$

a więc sprawność samego podgrzewacza wyniesie:

$$\eta_{pow} = \frac{268}{5623} \,.\, 100 = 4{,}77\%$$

Na przytoczonym przez nas przykładzie pokazaliśmy kiedy i jakie korzyści może dawać podgrzewacz powietrza w instalacjach kotłowych typu sekcyjno-opłomkowego ze zwykłą komorą paleniskową.

Stwierdziliśmy mianowicie, że podgrzewacz powietrza winien być tym elementem, który w dalszym ciągu ekonomizuje ciepło gazów odlotowych niedostatecznie wyzyskane przez inne elementy jak przegrzewacz pary i podgrzewacz wody. Dlatego ustawianie samego podgrzewacza powietrza bez ekonomizera jest nieracjonalne i daje wyniki ujemne. Ciepło ze względu na konstrukcję paleniska w tym wypadku nie może być w dostatecznym stopniu wyzyskane i uchodzi do komina, dając w rezultacie niski spółczynnik sprawności instalacji.

Podgrzewacz powietrza może być z korzyścią zainstalowany w każdym urządzeniu kotłowym, w którym temperatura spalin uchodzących do komina leży powyżej 170 — 180°, o ile urządzenie to rozporządza dostatecznym ciągiem naturalnym lub sztucznym dla pokonania znacznych dodatkowych oporów.

Przy kotłach z opromieniowaną komorą paleniskową, które ostatnio i u nas zaczynają się rozpowszechniać, i zwykłym rusztem mechanicznym podgrzewacz powietrza powinien być zawsze zainstalowany, gdyż ekranowe ściany takich komór pochłaniają znaczną ilość ciepła i bez dopełnienia tej straty przez ogrzane powietrze temperatura komory może się zbytnio obniżyć.

Oczywiście temperatura doprowadzonego powietrza musi być tak regulowana, aby temperatura komory utrzymywała się na odpowiedniej wysokości, zazwyczaj 1360 — 1400°.

Wreszcie przy kotłach opalanych pyłem węglowym lub torfowym podgrzewacz powietrza jest urządzeniem niezbędnym w celu utrzymania odpowiednio wysokiej temperatury w komorze. W kotłach takich temperatura podgrzanego powietrza bywa zazwyczaj b. wysoka i dochodzi do 300°C.

ZESTAWIENIE

wyników z pomiarów cieplnych kotła, składających się z 2 serii. Przy pierwszym pomiarze kocioł posiadał tylko podgrzewacz powietrza, przy drugim pomiarze przy kotle zainstalowano dodatkowo podgrzewacz wody i doprowadzano do paleniska wtórne powietrze.

			I seria pomiarów	II seria pomiarów
1	Data badań		18.11.32.	17.6 36.
2	Czas trwania badań	*g*	6.05	7.015
3	Powierzchnia ogrzew. kotła P_k	m^2	443	443
4	Powierzchnia ogrzew. przegrzewacza	„	89	89
5	Powierzchnia ogrzew. podgrzew. powietrza	„	809	809
6	Powierzchnia ogrzew. podgrzew. wody	„	—	445
7	Powierzchnia rusztu R	„	20.2	20.2
8	Stosunek $R : P_k$		1:22	1:22
9	Objętość komory palenisk.	m^3	55	55
10	Spalono węgla w ciągu badania	*kg*	16900	16065
11	Spalono węgla w ciągu 1 godz.	„	2793	2290
12	Spalono węgla w ciągu 1 godz. na 1 m² rusztu	„	138	113
13	Spalono węgla w ciągu 1 godz. w odniesieniu do 1 m² powierzchni ogrzewaln. kotła	„	6,2	5,2
14	Przesyp	„	550	175
15	Żużel i popiół	„	2220	1525
16	Lotny koksik	„	60	50
17	Zawartość CO_2 za kotłem	%	9,8	13,0
18	„ O_2 „ „	„	9,6	6,0
19	„ CO „ „	„	0,1	—
20	Spółczynnik nadmiaru powietrza		1,84	1,39
21	Zawartość CO_2 za podgrzewaczem powietrza	%	9,0	12,2
22	Zawartość O_2 za podgrzewaczem powietrza	„	10,0	6,6
23	Zawartość CO za podgrzewaczem powietrza	„	—	—
24	Spółczynnik nadmiaru powietrza		1,88	1,44
25	Temperatura w komorze paleniskowej (średnia)	°C	1340	1320
26	Temperatura spalin przed przegrzewaczem	„	583	647
27	Temperatura spalin za przegrzewaczem	„	461	442
28	Temperatura spalin za kotłem	„	348	347
29	Temperatura spalin przed podgrzew. powietrza	„	341	—
30	Temperatura spalin za podgrzew. wody	„	—	226
31	Temperatura spalin za podgrzew. powietrza (w czopuchu)	„	205	159
32	Temperatura powietrza zasysanego do podrzewacza	„	20	29
33	Temperatura powietrza przy wyjściu z podgrzewacza	„	201	130
34	Temperatura powietrza przy wejściu pod ruszt	„	168	123
35	Strata w temperaturze powietrza	„	33	7
36	Ciśnienie powietrza pod rusztem	*mm sł.w.*	36	8
37	Ciśnienie wtórnego powietrza	„	—	150
38	Ciąg w komorze	„	5	3
39	Ciąg przed przegrzewaczem	„	9	7
40	Ciąg za przegrzewaczem	„	10	7,5
41	Strata ciągu w przegrzewaczu	„	1	0,5

			I seria pomiarów	II seria pomiarów
42	Ciąg za kotłem	„	15	11
43	Ciąg za podgrzewacz. wody	„	—	18
44	Strata ciągu za podgrzewaczem wody	„	—	7
45	Ciąg za podgrzewaczem powietrza (w czopuchu)	„	24	27
46	Strata ciągu	„	9	9
47	Opór całego kotła	„	19	24
48	Odparowano wody w ciągu badania	*kg*	90859	113820
49	Odparowano wody w ciągu 1 godz.	„	15018	16257
50	Odparowano wody w ciągu 1 godz na 1 m² p. o.	„	33,9	36,7
51	Dto w przeliczeniu na ciepłostki	*cpł/m²*	19071	20317
52	Srednia nadprężność pary w kotle	*kg/cm²*	29,0	28,9
53	Stan barometru	*mmHg*	759	758
54	Temperatura wody zasilającej	°C	73,5	75
55	Temperatura wody zasilającej przy wyjściu z podgrzewacza	„	—	115
56	Podgrzanie wody w podgrzewaczu	„	—	40
57	Temperat. pary nasyconej	„	232,8	232,5
58	Temperatura pary przegrzanej z uwzględn. poprawki wzorcowania i na nieizotermiczny obszar termometru	„	363	354
59	Ciepło całkowite pary nasyconej	*cpł/kg*	668,6	668,3
60	Ciepło całkowite pary przegrzanej	„	754	750
61	Ciepło całkowite przegrzan.	„	85,4	81,4
62	1 kg węgla wytworzył pary w warunk. badania	*kg/kg*	5,340	7,085
63	1 kg węgla wytworzył ciepłostek w warunk. badania	„	3634	4780
64	Obciążenie komory paleniskowej	*cpł/m³g*	261000	234000
	Analizy węgla			
65	Zawartość węglika C	%	54,98	58,59
66	„ wodoru H	„	3,70	4,12
67	„ siarki S	„	0,80	1,27
68	„ azotu N	„	1,00	1,03
69	„ tlenu O (z różn.)	„	9,60	10,19
70	„ wody całkowitej	„	13,45	15,21
71	„ popiołu	„	16,47	9,59
72	„ części lotnych	„	26,00	33,7
73	Górna wartość opałowa wilgotnego węgla	*cpł/kg*	5197	5972
74	Dolna wartość opałowa wilgotnego węgla	„	4923	5623
	Przesyp, żużel i koksik			
75	Zawartość popiołu z przesypu	%	35,16	39,89
76	Zawartość wilgoci w przesypie	„	2,14	1,19
77	Dolna wartość opałowa przesypu	*cpł/kg*	4623	4029
78	Zawartość części palnych z żużla	„	18,65	10,30
79	Zawartość części palnych w koksiku	„	30,—	29,58

BILANS CIEPLNY

		I seria pomiarów		II seria pomiarów	
		cpł.	%	cpł.	%
	Z 1 kg wyzyskano:				
80	na wytworzenie pary	3178	64,6	3922	69,8
81	„ przegrzanie pary	456	9,2	574	10,2
82	„ podgranie wody	—	—	284	5 0
	Razem . . .	3634	73,8	4780	85,0
	Z 1 kg stracono:				
83	ze spalinami do komina	732	14,9	410	7,3
84	strata w przesypie	143	2,9	44	0,8
85	„ w częściach palnych w żużlu i koksiku . .	187	3,8	87	1,6
86	straty wskutek niezupełnego spalania, promieniowania, nieszczelności, jako reszta	227	4,6	302	5,3
	Razem straty . .	1289	26,2	843	15,00
	O g ó ł e m . .	4923	100 %	5623	100 %

KRONIKA TECHNICZNA.

Nowoczesne kierunki w budowie siłowni parowych w Niemczech [1]).

Kierunki w budowie najnowszych siłowni parowych ujawniają się przy zestawieniu charakterystyk 42 siłowni z pośród 50 do 60 nowych i przebudowanych, uruchomionych lub w budowie, z ciśnieniem pary od 64 *atn* wzwyż z jednostkową mocą ponad 5000 *kW* Są to więc siłownie wysokoprężne według przyjęte normy (64 *atn* i wyżej).

Zaznaczyły się trzy linje rozwojowe w budowie siłowni parowych.

1) przechodzenie do wysokich prężności i temperatur pary oraz wysokich temperatur podgrzewu wody zasilającej i powietrza; stosowany jest częściowo dwustopniowy przegrzew pary,

2) zmniejszenie ilości kotłów i turbin w siłowni

3) większa prostota w budowie i układzie poszczególnych części instalacyj przy jednoczesnym daleko idącym oszczędzaniu w budowie żelaza i metali [2]).

Znacznie różnią się przy tym siłownie parowe przemysłowe od publicznych, przede wszystkim co do wielkości: siłownie przemysłowe w zależności od ich zadań w przedsiębiorstwie posiadają moc prawie powszechnie poniżej 100000 *kW* aż do małych jednostek i przeważnie bez kondensacji, rzadko dołączane do sieci publicznej. Natomiast siłownie publiczne budowane są o mocy wielu setek tysięcy *kW*; w tym celu stawiane są one w punktach najdogodniejszych pod względem dostawy węgla, sił wodnych, oraz odbioru prądu; stąd też koszt własny prądu wypada w nich tani.

Zwiększenie jednak mocy siłowni tylko w pewnych granicach powoduje zmniejszenie ceny jednostkowej mocy turbo-generatora, przejście z 10000 do 20000 *kW* zaoszczędza około 12 do 15 % kosztów zakładowych, z 20000 do 50000 *kW* już zaledwie 6 do 10%, powyżej zaoszczędzenia są nikłe. Za najcelowszy uznany został w Niemczech turbo-zespół mocy 50000 *kW*, zaś za kres pod względem gospodarczym wogóle (a więc trzech czynników: koszty opału, koszty ruchu oraz obsługi kapitału) uważana jest moc 150000 do 200000 *kW*. Najniższa kalkulująca się jeszcze wielkość siłowni publicznej waha się pomiędzy 30000 do 60000 *kW*.

Zespół kotłów i turbin w siłowniach publicznych jest zwykle odmienny niż w przemysłowych.

Publiczne dość często zespalają każdą turbinę z jednym kotłem (zespół turbiny mocy 35000 *kW* z kotłem o wydajności pary 160 *t/godz*). W bardzo dużych siłowniach publicznych na 1 turbinę przypadają czasem 2 kotły; decyduje tu nieraz rodzaj paliwa bowiem paleniska rusztowe dostarczyć mogą pary najwyżej 80 do 100 *t/g*.

Ilość turbozespołów w siłowni bywa zwykle 2 —

---

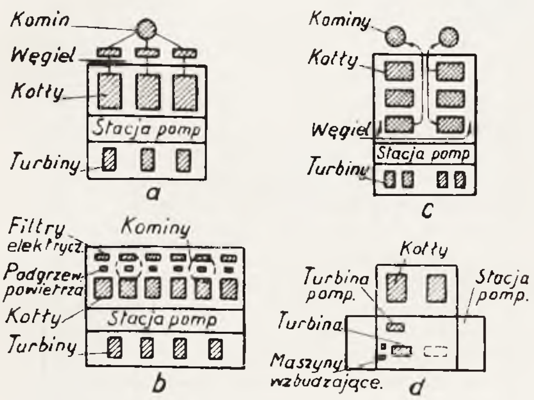
[1]) Według artykułów: H. Goerke—Bestrebungen im heutigen Dampfkraftwerksbau. VDI — Nr 14/1938 r. oraz Fr. Schulte—Neuere Dampfkesselbauarten, Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen Nr 1/1938.

[2]) Z powodu niedoboru w Niemczech własnych surowców i unikania ich importu z racji dewizowych.

4 — 6 w zależności od wielkości potrzebnej mocy i rezerwy; zresztą niektóre siłownie rozbudowywane bywają stopniowo, zaczynając od dwóch turbozespołów.

Układ zespołów bywa zasadniczo równoległy (rząd turbin równoległych do rzędu kotłów a między nimi stacja pomp zasilających (rys. 1 a i c) lub prostopadły (dwa szeregi kotłów, a w ich przedłużeniu, oddzielone stacją pomp, dwie grupy turbin— rys. 1 b). Układ najnowszy—bezkominowy przedstawia rys. 1 d, z kotłownią o małej powierzchni podłogi, natomiast bardzo wysokiej (50 *m*), w której jeden nad drugim umieszczone są kocioł, podgrzewacz, filtr elektryczny i wyciąg sztuczny.

Siłownie przemysłowe nie tworzą zazwyczaj określonych zespołów turbin z kotłami; tam zależy raczej na stałej gotowości siłowni do pracy, a stąd kotłów bywa odpowiednio więcej, niż turbin, kotły bowiem bywają częściej i dłużej unieruchamiane dla czyszczenia niż turbiny. Wogóle jednak zaznacza się wyraźnie w zakładach przemysłowych tendencja do

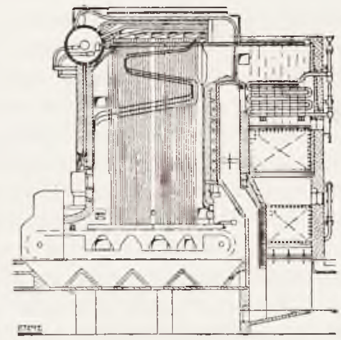


Rys. 1

stawiania mniejszych kotłów. Siłownie publiczne wybierają raczej większe jednostki.

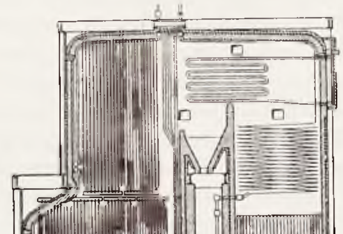
W budowie kotłów parowych znikają płaskie dna, zespórki, zapanowują natomiast kształty okrągłe —o przekroju kołowym, a więc rury, walczaki, komory zbiorcze. Nicenie stosowane jest jeszcze przy niższych ciśnieniach, natomiast coraz bardziej rozszerza się spawanie. Na skutek braku surowców walczaki znikają. Zwracana jest specjalna uwaga na zapewnienie elastyczności poszczególnym częściom i całemu kotłowi. Z tego powodu po za kotłami sekcyjnymi dominują rury wygięte. Chłodzenie paleniska doprowadziło do kotłów opromieniowanych, zwłaszcza przy paliwie obfitującym w części lotne; wyłożenie rurami poszczególnych a nawet wszystkich ścian paleniska jest stosowane prawie stale nawet w paleniskach rusztowych; w paleniskach na pył węglowy ściany wyłożone są całkowicie rurami z wodą chłodzącą. Ruszty żużlowe (granulujące) z rur pochyłych znikają. Stale niecmal stosowane podgrzewacze wody budowane są z rur stalowych, nieraz z napawanymi żebrami. Podgrzewanie powietrza zasilającego palenisko stale jest stosowane przy pyle węglowym. Temperatura powietrza dochodzi przy tym do 300°— 400° C. Przy rusztach podgrzewanie przekracza 150° C, zwłaszcza dla węgla mocno spiekającego się. Wysuwa się przed innymi system Ljungströma. Przegrzewacze bywają dzielone na wstępne i wtórne. Ilość kanałów dymowych w kotłach maleje; najczęściej spotyka się dwa kanały, jednak zdarzają się kotły i z jednym pionowym, z niskim kominem i z ciągiem ssanym.

Zanotować można wodnorurkowe kotły budowy Babcocka, Borsiga, Steinmüllera, Walthera, Schmidta, Bensona, la Mont'a na węgiel kamienny różnych gatunków, węgiel brunatny i półkoks z podmuchem strefo-



Rys. 2

wym, bądź na pył węglowy, najczęściej z własnym młynem. Rys. 2 przedstawia kocioł budowy Babcocka z wężownic rur wodnych, z rusztem łańcuchowym na węgiel płomienny i tłusty, z podmuchem strefowym. Ciśnienie pary dochodzi do 180 *atn*, temperatura przegrzania do 500° C. W latach 1934 — 1936 zbudowano 85 kotłów na ciśnienie 70—80 *atn*, z nich 54% z naturalną cyrkulacją wody, 14% z przymusowym przepływem (Benson, Sulzer), 10% z przymusowym obiegiem (Löffler, la Mont). Kotły la Mont'a budowane są w Niemczech od roku 1930, lecz właściwie dopiero w ostatnich latach budowa ich rozszerza się bardzo. Podczas gdy w r. 1934 liczono takich kotłów 9, w r. 1937 jest ich już prawie 200, a ponadto 20 kotłów tegoż typu z chłodzonymi ścianami wodnymi. Cyrkulację wody podtrzymują w tych kotłach pompy obiegowe. Kocioł syst. Dürr - Bensona



Rys. 3

na pył węglowy odtwarza rys. 3. Wydajność pary wynosi w tym wypadku 96/100 *t/g*, ciśnienie pary 130 *atn*, temperatura przegrzania 510° C.

Dużo uwagi poświęcano powstrzymaniu wylotu drobin z komina; stosowane są w tym celu różne systemy, najczęściej elektrofiltry, następnie suche i mokre odpylacze i komory osadowe; odnośne aparaty usta-

wiane są bądź w kotłowniach, bądź w ostatnich czasach dla zaoszczędzenia kosztów budynku po za kotłownią na otwartym powietrzu, jak widać z rys. 1a.

Że wzrostem ciśnienia pary wzrasta temperatura wody zasilającej, by utrzymać wysoki współczynnik sprawności kotłowni. A więc przy 20 *atn* optymalna temperatura wody zasilającej wynosi 145° C przy trzystopniowym podgrzewaniu; przy 50 *atn* wynosić ta temperatura musi już 175° C. W siłowniach wysokoprężnych stosowane jest trzy i czterostopniowe podgrzewanie wody (od 180° do 220° C) parą z turbiny upustowej. Dodawana woda surowa jest odparowywana. Przy turbinach czołowych wysokoprężnych najprostszym rozwiązaniem sprawy jest zasilanie kotłów kondensatem z turbiny średniego ciśnienia. Chemiczne zmiękczanie wody stosowane jest rzadziej.

Układ przewodów parowych w nowoczesnych wysokoprężnych siłowniach został znacznie uproszczony zwłaszcza wobec mniejszej ilości kotłów i turbin w siłowni. Siłownie publiczne stosują najchętniej najprostszy układ przewodów świeżej pary — bezpośredni (Stichleitung); w razie pęknięcia zaworu parowego zostaje wyłączony zostaje zespół kocioł-turbina.

Najwięcej bezpieczeństwa zapewnia układ zbiorczy — podwójny w którym zawory posiadają tylko odcinki bezpośrednie, nie zaś główne przewody zbiorcze. W razie pęknięcia zaworu odcina się tylko jednostka: kocioł lub turbina. Jako najpewniejszy. układ ten stosowany jest w siłowniach przemysłowych; poza tym stosowany bywa układ pierścieniowy i przewody bezpośrednie oraz najmniej pewne walczaki pary. Z turbin parowych siłownie przemysłowe stosują prawie wyłącznie turbiny przeciwprężne i czołowe, siłownie zaś publiczne wyłącznie turbiny kondensacyjne dwukadłubowe.

Zarysowuje się tendencja do ujednostajnienia typów siłowni parowych.

Dzielą je na trzy grupy: pierwsza z ciśnieniem pary 125 *atn* i temperaturą 500° C, przy wielokrotnym przegrzewaniu pary i z wysoką temperaturą wody zasilającej, w siłowniach dużych — nowych.

Druga grupa z ciśnieniem 64 *atn* z świeżą wodą zasilającą i 80 *atn* przy zasilaniu kondensatem, z przegrzaniem pary 500° C (jednostopniowym) i wysokim podgrzaniem wody—głównie dla turbin mniejszej mocy.

Trzecia grupa z ciśnieniem 32 do 40 *atn* i poniżej używana jest tylko w mniejszych siłowniach.

Wobec dążności do ujednostajnienia ciśnień i temperatur pary w turbinach kondensacyjnych zarysowuje się tendencja budowy turbin tylko sześciu następujących mocy w *kW:* 5000, 8000 i 12500 dla małych siłowni oraz 20000, 32000 i 50000 dla siłowni nowych względnie przebudowanych. Wydajność kotłów parowych w *t/g* (normalna i najwyższa) normowana jest w wielkościachnastępujących: 20/25, 25/32, 32/40, 40/50, 50/64, 64/80, 80/100, 100/125, 125/160, 160/200, 200/250. *St. K.*

Przenoszenie ciepła i temperatury w przestrzeni roboczej pieca przemysłowego [1]).

W pierwszej części swej pracy [2]) wyprowadził autor pojęcie „stopnia czarności spalin", co umożliwiło przez zastosowanie praw *Stefana i Bolzmanna* oraz *Kirchhoffa* obliczenie następujących wyrażeń (oznaczenia p. Cz. I).

Przenoszenie ciepła pomiędzy spalinami i wsadem:

$$Q_{rg} = \Delta F_g \cdot [\alpha_{cg} \cdot (t_r - t_g) + \varepsilon_{rg} \cdot 4{,}9 \cdot 1005^{-4} (T_r^4 - T_g^4)]$$

Przenoszenie ciepła pomiędzy spalinami i ścianą:

$$Q_{rw} = \Delta F_w \cdot [\alpha_{cw} \cdot (t_r - t_g) + \varepsilon_{rw} \cdot 4{,}95 \cdot 100^{-4} (T_r^4 - T_w^4)]$$

Przenoszenie ciepła pomiędzy ścianą i wsadem:

$$Q_{wg} = \Delta F_g \cdot [\varepsilon_{wg} \cdot 4{,}95 \cdot 100^{-4} (T_w^4 - T_g^4)]$$

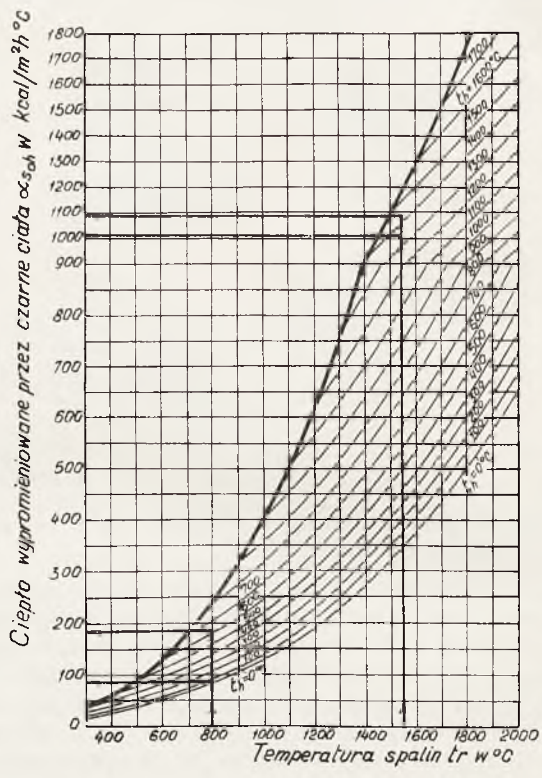
Całkowite ciepło, pochłonięte przez wsad można wyrazić, używając współczynnika:

$$Q_g = \Delta F_g \cdot \alpha_g (t_r - t_g)$$

Dla ścian przyjmuje autor

$$Q_w = \Delta F_w \cdot q_w,$$

przy czym czynnik q_w trzeba przyjąć na podstawie doświadczenia, gdyż składa się nań udział strat zewnętrznych pieca i ilość ciepła akumulowana.



Rys. 1. Nomogram do obliczania ciepła przechodzącego przez promieniowanie i współczynnika β.

Promieniowanie, wymieniane pomiędzy równoległymi płaszczyznami o temperaturze (spalin) T_r i temperaturze (powierzchni ogrzewanej) T_h wyraża się ogólnie:

$$\alpha_{soh} = 4{,}95 \cdot 100^{-4} \cdot \frac{T_r^4 - T_h^4}{t_r - t_h} \; kcal/m^2 h^0 C$$

Zakładając czarność powierzchni ścian i wsadu otrzymamy:

$$\alpha_{sog} = 4{,}95 \cdot 100^{-4} \frac{T_r^4 - T_g^4}{t_r - t_g}$$

oraz

$$\alpha_{sow} = 4{,}95 \cdot 100^{-4} \frac{T_r^4 - T_w^4}{t_r - t_w}$$

stosunek $\frac{\alpha_{sog}}{\alpha_{sow}}$ nazywa autor β.

[1]) Cz. II notatki: Obliczenie temperatury ścian i całkowitej ilości ciepła przeniesionego. *H. Schwiedessen, Archiv für das Eisenhüttenwesen 11 (1937/8) Nr 9, str. 431/42.*

[2]) P. Technika Cieplna, str. 144.

Autor podaje nomogram do obliczania przechodzenia ciepła przez promieniowanie czarnych powierzchni i współczynnika β (Rys. 1) ilustrując nomogram przykładami:

$$t_r = 1550^0\ C,\quad t_g = 1340^0\ C,\quad t_w = 1440^0$$

$$\alpha_{sog} = 1010\ kcal/m^2.h.{}^0C;\quad \alpha_{sow} = 1095\ kcal/m^2.h.{}^0C$$

$$\beta = \frac{1010}{1095} = 0{,}928$$

$$t_r = 800^0\ C;\quad t_g = 20^0\ C;\quad t_w = 600^0\ C$$

$$\alpha_{sog} = 84\ kcal/m^2.h.{}^0C;\quad \alpha_{sow} = 185\ kcal/m^2.h.{}^0C$$

$$\beta = \frac{84}{185} = 0{,}452$$

Posługując się równaniami promieniowania ciał czarnych i współczynnika β można wyprowadzić stosunkowo proste zależności, służące do obliczenia temperatury ścian pieca i całkowitego ciepła przechodzącego. Wstawiając w równanie bilansowe: $Q_w = Q_{rw} - Q_{wg} = Q_{rwc} + Q_{rwg} - Q_{wgs}$ wyrażenia podane na początku niniejszego sprawozdania i wprowadzając wyprowadzone współczynniki α i β obliczymy temperaturę ścian:

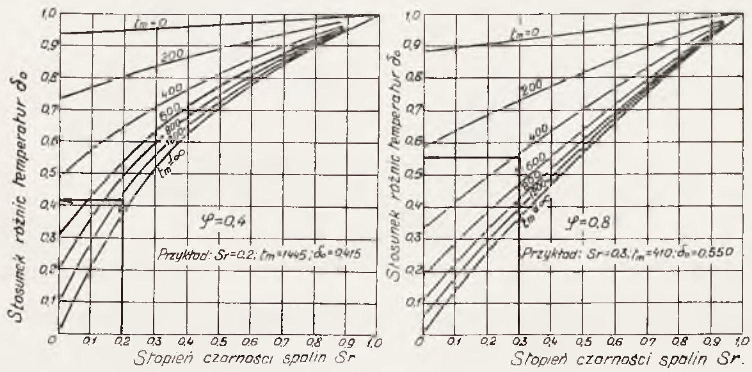
$$t_w = t_r - \beta \cdot \frac{q_w + \varphi \cdot \varepsilon_{wg} \cdot \alpha_{sog}\ (t_r - t_g)}{\beta \cdot \alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}) \cdot \alpha_{sog}}\ {}^0C$$

Wyrażając równania: $Q_g = Q_{rg} + Q_{wg} = Q_{rgc} + Q_{rgs} + Q_{wgs}$ wyrażeniami uprzednio obliczonymi otrzymamy równanie całkowitego ciepła przechodzącego:

$$\alpha_g = \alpha_{cg} + \varepsilon_{rg} \cdot \alpha_{sog} + \frac{\beta \cdot \alpha_{cw} + \varepsilon_{rw} \cdot \alpha_{sog} - \dfrac{q_w}{t_r - t_g}}{\beta \cdot \alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}) \cdot \alpha_{sog}} \cdot \varepsilon_{wg} \cdot \alpha_{sog}\ kcal/m^2.h^0.C$$

Autor stosuje w 2-ej części pracy nowe oznaczenia, których znaczenie podajemy poniżej:

Znak	Znaczenie	Jednostki
a_c	Ciepło cząstkowe konwekcyjne	dl
a_{swg}	Ciepło promieniowania ścian	dl
Δt_w	Zmiana temper. ścian naskutek strat i różnic temperatury	^0C
Δt_{w2}	Zmiana temp. ścian naskutek różn. temp.	^0C
S_{rg}	Stop. czarności dla wymiany spaliny-wsad	dl
S_{rgmin}	jak S_{rg} bez uwzględnienia konwekcji	dl
a_{srg}	Ciepło cząstkowe promieniow. spalin	dl
q_w	Straty ścian odniesione na m^2 pow. wewn.	$kcal/m^2.h$
Δt_{wg}	Zmiana temp. ścian naskutek strat	^0C
S_{go}	Stopień czarności całkowitej wym. ciepła bez uwzględnienia różn temp.	dl
S_{gomin}	jak S_{go} bez uwzględnienia konwekcji	dl
α_{cg}	Przenoszenie ciepła na wsad przez konwekcję	$kcal/m^2.h^0.C$
α_{cw}	Przeniesienie ciepła na ściany przez konwekcję	$kcal/m^2.h.^0C$
α_{soh}	Przeniesienie ciepła przez promieniowanie ciała czarnego	$kcal/m^2.h.^0C$
α_{sow}	jak α_{sog} dla temp. spalin i ścian pieca	$kcal/m^2.h.^0C$
$\Delta\alpha_g$	Zmiana całk. przenoszenia ciepła naskutek strat przez ściany i różn. temper.	dl
$\Delta\alpha_{g2}$	Zmiana całk. przenoszenia ciepła powstała od wpływu różnic temperatur	dl
δ	Stosunek różnicy temperatur ścian-wsad do spaliny-wsad	dl
δ_{omin}	jak δ_o bez uwzględnienia konwekcji	dl
α_{go}	Całk. przenies. ciepła bez uwzględnienia różnicy temper.	$kcal/m^2.h.^0C$
α_{sog}	Przenies. ciepła przez promieniowanie ciała czarnego powierzchni o temperaturze spalin i wsadu	$kcal/m^2.h.^0C$
$\Delta\alpha_{g1}$	Zmiana całk. wymiany ciepła powstała od strat przez ściany	dl
β	Stosunek wart. ciepła czarnego promien.	dl
δ_o	jak δ bez uwzględn. różnicy temper. ściany i wsadu	dl



Rys. 2. Stosunek różnic temperatur dla stałego stosunku powierzchni ścian i wsadu $\varphi = 0{,}4$ (wzgl. ($\varphi = 0{,}8$) w zależności od średniej temperatury przekroju pieca i stopnia czarności warstwy spalin.

Autor przeprowadza obliczenie temperatury ścian i całkowitego ciepła przeniesionego na trzech przykładach, zbierając przykłady w zestawieniu, jak poniżej:

a) Liczby potrzebne do obliczeń.

Wyszczególnienie	Znak	Przykład a	b	c
Temperatura spalin	t_r	1890	1550	800
Temp. powierzchni wsadu	t_g	1640	1340	20
Zdoln. pochłaniania (dla wsadu)	ε_g	0,9	0,9	0,9
„ „ (dla ścian)	ε_w	0,8	0,8	0,8
Stop. czarności warstwy spalin	S_r	0,15	0,20	0,30
Stosunek powierzchni wsadu i ścian	φ	0,6	0,4	0,8
Ciepło przenoszone konwekcyjnie na wsad	α_{cg}	25	25	25
Ciepło przenoszone konwekcyjnie na ściany	α_{cw}	20	20	20
Straty przez ściany	q_w	8000	3500	1500

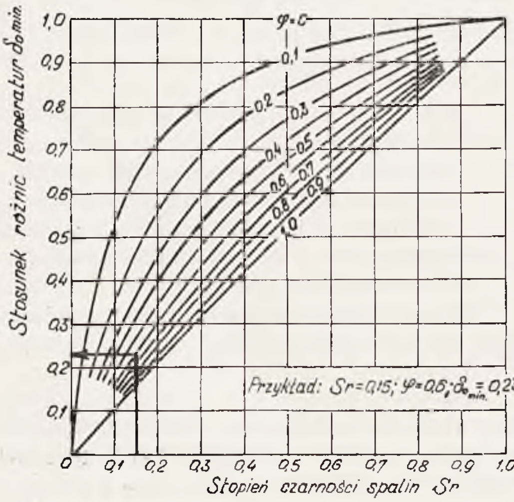
b) Liczby pomocnicze.

Nazwa	Znak	Wzór do obliczenia	Uwaga	a	b	c
Wymiana przez promien. spaliny-wsad	ε_{rg}	$=S_r.\varepsilon_g\dfrac{1+\varphi(1-S_r).1-\varepsilon_w)}{1-(1-S_r).(1-\varepsilon_w).[\varphi.(1-S_r).(1-\varepsilon_g)+(1-\varphi)]}$	cz. 1	0,161	0,213	0,311
" " " "	ε_{rw}	$=S_r.\varepsilon_w\dfrac{1+\varphi(1-S_r).(1-\varepsilon_g)}{1-(1-S_r).)1-\varepsilon_w).[\varphi(1-S_r).(1-\varepsilon_g)+(1-\varphi)]}$	"	0,136	0,184	0,263
" " " ściana-wsad	ε_{wg}	$=\varepsilon_w.\varepsilon_g\dfrac{(1-S_r)}{1-(1-S_r).(1-\varepsilon_w).[\varphi.(1-S_r).(1-\varepsilon_g)+(1-\varphi)]}$	"	0,663	0,640	0,523
Wartość ciepła przenies. przez prom. ciał czarnych	α_{sog}	$=4{,}95.100^{-4}\dfrac{T_r^4-T_w^4)}{t_r-t_w}$	cz. II	1685	1010	84

c) Obliczone wartości.

Wyszczególnienie	Znak	Wzór	a	b	c
Stosunek przejścia ciepła	β	szacowanie	0,950	0,920	0,450
Temperatura ścian pieca	t_w	$=t_r-\beta.\dfrac{q_w+\varphi.\varepsilon_{wa}\cdot\alpha_{sog}(t_r-t_q)}{\beta\cdot\alpha_{cw}+(\varepsilon_{rw}+\varphi\,\varepsilon_{wg})\cdot\alpha_{sog}}$	1,708	1435	604
Stosunek przenoszenia ciepła	β	$=\dfrac{\alpha_{sog}}{\alpha_{sow}}\left(\alpha_{sow}=4{,}95.100^{-4}\dfrac{T_r^4-T_w^4}{t_r-t_w}\right)$	0,947	0,919	0,454
Całkowite ciepło przeniesione	α_g	$=\alpha_{cg}+\varepsilon_{rg}\cdot\alpha_{sog}\dfrac{\beta\cdot\alpha_{cw}-\varepsilon_{rw}\cdot\alpha_{sog}-\dfrac{q_w}{t_r-t_g}}{\beta\cdot\alpha_{ew}+(\varepsilon_{rw}+\varphi\cdot\varepsilon_{wg})\cdot\alpha_{sog}}\varepsilon_{wg}\cdot\alpha_{sog}$	559	502	70

Przykład *a* odnosi się do pieca martenowskiego, *b* do pieca kuźni lub pieca walcowni, przykład *c* do strony wsadowej pieca przełokowego.



Rys. 3. Stosunek różnic temperatur dla wysokich temperatur średnich ($t_m > 1200^0$), różnych stosunków powierzchni ścian i wsadu oraz różnych stopni czarności warstwy spalin.

Autor podkreśla, że temperatura ścian pieca i całkowite ciepło przeniesione zależą głównie od stopnia czarności warstwy spalin, stosunku powierzchni wsadu do powierzchni ścian i temperatury spalin. Zdolność absorbcji materiału ścian, wsadu i ciepło pobrane drogą konwekcji można uważać za stałe. Pozostałe zmienne wywierają mały wpływ na wynik obliczeń. Straty przez ściany zależą od konstrukcji pieca i mogą nawet przyjąć wartość ujemną, a różnica temperatur pomiędzy ścianą i piecem wyraża się przez współczynnik β, wywierający nieznaczny wpływ na wartość t_w i α_g.

Celem opracowania nomogramów do obliczenia t_w i α_g zakłada autor uproszczenie: $\beta = \dfrac{\alpha_{sog}}{\alpha_{sow}} = 1$, co powoduje przeszacowanie t_w i α_g przez obliczenie:

$$t_w = t_{wo} - \Delta t_w \qquad \text{oraz} \qquad \alpha_g = \alpha_{go} = \Delta \alpha_g$$

Wartości t_{wo} i α_{go} oblicza autor w myśl założeń upraszczających $\beta = 1$ i $q_w = 0$.

Cechą rozkładu temperatur w piecu, jest „stosunek temperatur", wyrażony równaniem.

$$\delta_o = \frac{t_{wo} - t_g}{t_r - t_g}$$

$$t_{wo} = t_r - \frac{\varphi \cdot \varepsilon_{wg} \cdot \alpha_{sog}\,(t_r - t_g)}{\alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg})\,\alpha_{sog}}, \text{ więc:}$$

$$\delta_o = \frac{\alpha_{cw} + \varepsilon_{rw} \cdot \alpha_{sog}}{\alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi\,\varepsilon_{wg})\,\alpha_{sog}} = f\,(S_r,\, t_m,\, \varphi)$$

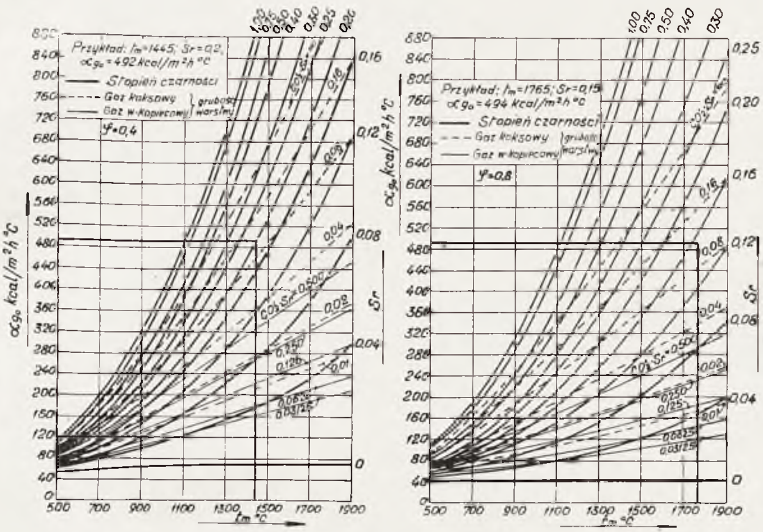
Zależność δ_o od t_m wynika z założenia $\beta = 1$, gdyż oznacza to, że $t_r \sim t_g$, można więc wprowadzić zamiast t_r i t_g średnią arytmetyczną tych wartości. Ciepło przechodzące dla promieniowania ciał czarnych można zatem wypośrodkować na rys. 1 z lewej linii ograniczającej pęk krzywych, jako odnoszącej się do minimalnej różnicy $t_r - t_h$. Rys. 2 jest nomogramem do wyszukiwania uproszczonego „stosunku temperatur" dla pieców o $\varphi = 0{,}4$ oraz $\varphi = 0{,}8$. W miarę wzrostu stopnia czarności spalin zbliża się stale temperatura ścian do temperatury spalin, osiągając ją, gdy $\delta_o = 1$. W miarę obniżania się średniej temperatury w rozważanym przekroju pieca zbliża się również temperatura ścian do temperatury spalin. Rzecz oczywista odnosi się wyżej powiedziane tylko do warunków nomogramu, to znaczy do pieca bez strat przez ściany. Powyżej $1200^0\,C$ w piecu δ_o ulega minimalnym zmianom. Jak to widać z wykresu zmiany te

praktycznego znaczenia nie mają, a powód leży w znikomo małym udziale konwekcji w wysokich temperaturach.

Dla temperatur powyżej 1200^0 można zatem dalej uprościć rachunek przez przyjęcie stałej temperatury oraz $\alpha_{cw} = 0$; wtedy:

$$\delta_{omin} = \frac{\varepsilon_{rw}}{\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}} = f(S_r, \varphi)$$

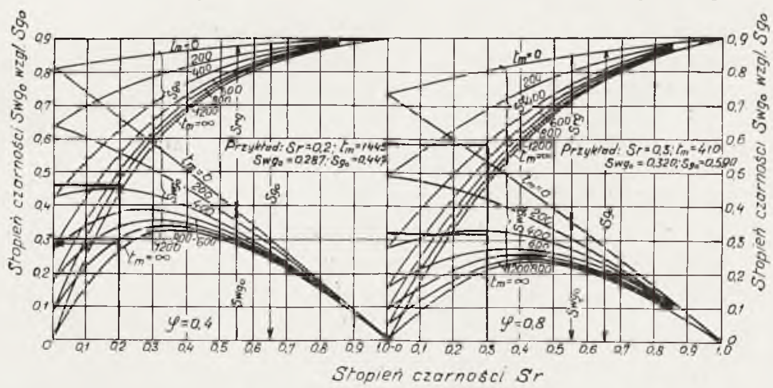
Rys. 4 podaje wykresy, wynikające z ostatniego równania dla $\varphi = 0{,}4$ oraz $\varphi = 0{,}8$. Jako parametr wykresu wstawiono iloczyn zawartości CO_2 przez grubość warstwy spalin wg. *Schacka* (Der Industrielle Wärmeübergang, Düsseldorf 1929) bez uwzględnienia nowych danych Eckerta. Linie grube pełne odnoszą się do stopni czarności, linie cienkie pełne do gazu wielkopiecowego, zaś przerywane do koksowego. Z rys. 4



Rys. 4. Całkowite ciepło przeniesione dla stałego stosunku powierzchni ścian i wsadu ($\varphi = 0{,}4$, wzgl. $\varphi = 0{,}8$) w zależności od zmian stopnia czarności wzgl. grubości warstwy spalin i średniej temperatury przekroju pieca.

Rys. 3 podaje wykreślne ujęcie powyższej zależności. Z rys. 3 wynika że w miarę malenia stosunku powierzchni wsadu do powierzchni pieca temperatura ścian zbliża się do temperatury spalin. Z rys. 2 i 3 wynikają następujące wskazówki praktyczne: W piecach kuźniczych, gdzie φ jest małe, temperatura ścian będzie wyższa, w niż piecu przetłokowym o tej samej

wynika, że gdy stopień czarności spalin jest stały, wzrasta silnie ilość ciepła przenoszonego na wsad z wzrostem średniej temperatury rozważanego pieca. Gdy t_m jest stałe, wzrasta moc ogrzewania w miarę wzrostu czarności lub grubości warstwy spalin. Wzrost stopnia czarności zaznacza się szczególnie korzystnie w granicach mniejszych jego wartości. Moc ogrzewa-



Rys. 5. Stopień czarności całkowitego przenoszenia ciepła i przenoszenia ciepła przez ściany dla stałego stosunku powierzchni pieca i wsadu ($\varphi = 0{,}4$, wzgl. $\varphi = 0{,}8$) w zależności od średniej temperatury przekroju pieca i stopnia czarności warstwy spalin.

temperaturze spalin. Rzecz oczywista, że temperatura ścian pieca obniża się w miarę wzrostu strat przez ściany.

Zakładając $q_w = 0$ i $\beta = 1$ otrzymamy uproszczone równanie przechodzenia ciepła:

$$\alpha_{go} = \alpha_{cg} + \varepsilon_{rg} \cdot \alpha_{sog} + \frac{\alpha_{cw} + \varepsilon_{rw} \cdot \alpha_{sog}}{\alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}) \cdot \alpha_{sog}} \cdot \varepsilon_{wg} \cdot \alpha_{sog} = f(S_r, t_m, \varphi)$$

Równanie to jest ścisłe tylko dla bardzo małych różnic $t_w - t_g$ oraz $t_r - t_g$.

nia nieświecących spalin zależy niemal liniowo od średniej temperatury pieca, gdy $t_m = 900 - 1300^0\ C$. W miarę malenia φ zmniejsza się wpływ stopnia czarności spalin, a moc ogrzewania wzrasta. Praktycznie można streścić wnioski z omówionych wykresów jak następuje. Całkowite ciepło przechodzące (moc ogrzewania) wzrasta bardzo w miarę wzrostu średniej temperatury pieca, w przybliżeniu proporcjonalnie do trzeciej potęgi temperatury pieca, gdy stopień czarności spalin jest stały, a gdy grubość warstwy spalin jest stała w przybliżeniu liniowo z temperaturą. W miarę malenia φ wzrasta moc ogrzewania.

Równanie przechodzenia ciepła:

$$\alpha_{go} = \alpha_{cg} + \varepsilon_{rg} \cdot \alpha_{sog} \frac{\alpha_{cw} + \varepsilon_{rw} \cdot \alpha_{sog}}{\alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}) \cdot \alpha_{sog}} \cdot \varepsilon_{rw} . \alpha_{sog}$$

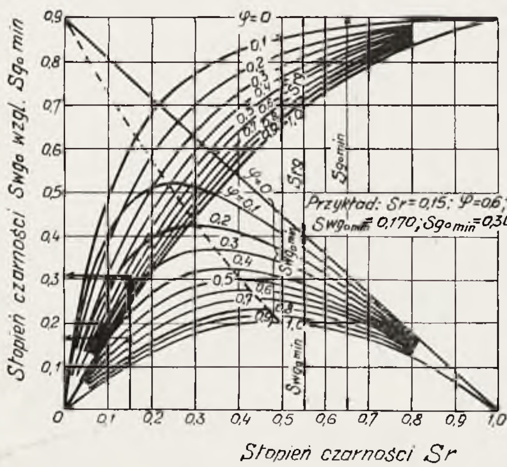
można wyrazić:

$$\alpha_{go} = \alpha_{cg} + S_{rg} \cdot \alpha_{sog} + S_{wgo} \cdot \alpha_{sog} = \alpha_{cg} + S_{go} \cdot \alpha_{sog}.$$

$$S_{rg} = \varepsilon_{rg} = f\,(S_r)$$

$$S_{wgo} = \frac{\alpha_{cw} + \varepsilon_{rw} \cdot \alpha_{sog}}{\alpha_{cw} + (\varepsilon_{rw} + \varphi \,.\, \varepsilon_{wg})\; \alpha_{sog}} \cdot \varepsilon_{wg} = f\,(S_r,\ t_m,\ \varphi)$$

$$S_{go} = S_{rg} + S_{wgo} = f\,(S_r,\ t_m,\ \varphi)$$



Rys. 6. Stopień czarności całkowitego przenoszenia ciepła i przenoszenia ciepła przez ściany dla wysokich temperatur średnich ($t_m > 1200^0$) w zależności od stosunku powierzchni pieca i wsadu oraz stopnia czarności warstwy spalin.

Współczynnik S_{go} byłby „stopniem czarności“ całkowitego przeniesienia ciepła lub wyrażając się w skrócie „całkowitym stopniem czarności“. Jest to współczynnik wyrażający jakość przenoszenia ciepła, a wyraża się fizycznie, jako założenie pełnej czarności powierzchni wsadu i czarności o stopniu S_{go} dla spalin, oraz przeniesienie czarności ścian na warstwę spalin. Jak wynika z podanych zależności stopień czarności promieniowania spaliny-wsad założono równy współczynnikowi wymiany promieniowania spaliny - wsad, a „stopień ściany“ i „stopień całkowity“ uzależniono od tych samych zmiennych, jak całkowite ciepło przeniesione i temperaturę ścian. Rys. 5 przedstawia wykreślnie obliczanie stopni całkowitego i ścian dla $\varphi = 0{,}4$ i $0{,}8$. Stopień czarności promieniowania ścian wykazuje dla wyższych temperatur maksimum w zależności od czarności spalin, wzrastając w miarę opadania temperatury średniej rozważanego przekroju pieca t_m, przy czym powyżej $t_m = 1200^0$ zmienność jest nie mal niezależna od t_m Stopień całkowitej wymiany maleje razem z S_r, lecz w sposób ciągły, wykazując mały spadek z temperaturą t_m.

$$S_{wgomin} = \frac{\varepsilon_{rw}}{\varepsilon_{rw} + \varphi \cdot \varepsilon_{wg}} \cdot \varepsilon_{wg} = f\,(S_r,\ \varphi)$$

$$S_{gomin} = S_{rg} + S_{wgomin} = f\,(S_r,\ \varphi)$$

Te zależności funkcyjne przedstawiono na rys. 6, odnoszącym się do pieców o temperaturach powyżej 1200^0. Na rys. 6 przebiega stopień czarności wymiany pomiędzy ścianami a spalinami od zera przez maksimum do zera. Gdy $\varphi = 0$ osiąga wymiana pomiędzy ścianami a spalinami maksimum gdy stopień czarności spalin jest zerem, a w miarę wzrostu φ maksimum przesuwa się ku większym wartościom S_r. Podobnie rośnie całkowity stopień wymiany w miarę malenia φ.

Karburyzacja spalin, mająca na celu wzmożenie ich czarności może w myśl rys. 5 i 6 być mało celowa w przypadku niskich temperatur. Gdy spaliny mają z natury stopień czarności bliski 0,5, a więc gdy warstwa spalin jest gruba, karburyzacja mija się z celem. Im mniej wsad zajmuje miejsca w piecu tem mniej potrzebne jest i karburyzacja.

Im mniejszy jest stopień czarności spalin tym większy skutek karburyzacji z punktu widzenia wzrostu „całkowitego stopnia czarności“. Podczas optycznego pomiaru temperatury przez mały otwór w piecu otrzymuje się pomiar z punktu widzenia średniej temperatury na tyle dokładny, że można go użyć do obliczeń w myśl pracy autora. (D. n.)

Druk. „Zgoda“ J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.